

ANDREIA AOYAGUI NASCIMENTO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE REFRIGERADORES
TERMOACÚSTICOS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2011

Andreia Aoyagui Nascimento

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE REFRIGERADORES
TERMOACÚSTICOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Fortes de Miranda

UBERLÂNDIA-MG

2011

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil

N244a Nascimento, Andreia Aoyagui, 1982-
Análise do desempenho de refrigeradores termoacústicos [manuscrito]
/ Andreia Aoyagui Nascimento. - 2011.
105 f. : il.

Orientador: Ricardo Fortes de Miranda.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Refrigeradores - Teses. 2. Termodinâmica - Teses. 3. Mecânica dos fluidos - Teses. I. Miranda, Ricardo Fortes de. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.56

Andreia Aoyagui Nascimento

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE REFRIGERADORES
TERMOACUSTICOS**

Dissertação pelo Programa de
Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Univer-
sidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: TRANSFERENCIA DE CA-
LOR E MASSA E MECÂNICA DOS FLUIDOS

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Ricardo Fortes de Miranda - UFU – Orientador

Prof. Dr. Francisco Paulo Lé pore Neto - UFU

Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte

Prof. Dr. João Manoel Dias Pimenta

Uberlândia, Março de 2011.

Aos meus pais, Marcio e Mitiko.
A minha irmã Fernanda.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao orientador Professor Ricardo Fortes de Miranda e ao Professor Francisco Paulo Lé pore Neto pelos ensinamentos e pelo auxílio ao decorrer do mestrado.

Aos colegas e familiares, pelo apoio e incentivo imprescindíveis neste grande crescimento social e intelectual.

Ao apoio financeiro da CAPES – Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento Pessoal de Nível Superior, a UFU e a FEMEC pela infra-estrutura.

Finalmente, à Deus, pela oportunidade de realizar mais um sonho.

NASCIMENTO, A. A. **Análise do Desempenho de Refrigeradores Termoacústico** . 2011. 105 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RESUMO

O estudo de sistemas de refrigeração tem despertado interesse dos pesquisadores, tendo em vista o grande número de publicações sobre o tema ocorrido nos últimos anos. Grande ênfase tem sido dada aos refrigeradores termoacústicos em função das vantagens tecnológicas, econômicas e o baixo impacto ambiental que estes dispositivos apresentam quando comparadas com os refrigeradores convencionais. O estudo do fenômeno termoacústico é fundamental para a compreensão e aplicação destes sistemas de refrigeração. Este trabalho apresenta um estudo do efeito termoacústico em um duto aberto utilizando ar como fluido de trabalho. A interação termoacústica é modelada analiticamente e as equações que regem o fenômeno são obtidas. O programa DeltaEc é utilizado para calcular o comportamento do refrigerador em regime permanente. Modelos de elementos finitos são desenvolvidos. Utiliza-se o programa Ansys ® para determinar as frequências naturais e os modos de vibrar do duto contendo o fluido e o programa Ansys CFX® para o estudo do efeito termoacústico em regime transiente. A validação foi realizada por uma banca experimental, que permitiu obter resultados satisfatórios com relação ao software DeltaEc e o Ansys®, e as limitações do Ansys-CFX®.

Palavras chaves: termodinâmica, mecânica dos fluidos, refrigeração, termoacústico

NASCIMENTO, A. A. **Performance Analysis of Thermo-Acoustic Refrigerator**. 2011. 105 f. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

ABSTRACT

The research interest on refrigeration systems has increased in the last years as indicated by the great number of scientific publications in the last years. The research on thermoacoustic refrigerator and its application has been significant, justified by the technological, economic and environmental advantages of these devices when compared with conventional refrigeration systems. So the study of the thermoacoustic phenomenon is fundamental to understand the behavior and the application of these refrigeration systems. This work presents a study of the thermoacoustic effect inside an open duct using air as the working fluid. The thermoacoustic analytical model is developed to obtain the equations that represent the thermoacoustic effect. The software DeltaEC is used to calculate the steady state behavior of the system. Finite element models with refined geometry are also formulated. The software Ansys ® is used to calculate the natural frequencies, the vibration modes, and the harmonic response of the refrigerator. The software Ansys CFX ® is used to analyse transient behavior of the system. In order to validate the computational models, their results are compared with those obtained from a refrigerator experimental device, which allowed satisfactory results about DeltaEc and Ansys®, and the CFX limitation to reproduce this phenomenon.

Keywords: thermodynamic, fluid mechanics, refrigeration, thermoacoustic,

Lista de Símbolos Arábicos

A : amplitude de oscilação

c_p : calor específico a pressão constante

Cop : coeficiente de performance de refrigeradores

e : energia

$e^{i\omega t}$: representação matemática da onda harmônica

E_{vc} taxa : energia no volume de controle

f : frequência de oscilação

g : gravidade

h : entalpia

$Im[]$: parcela imaginária

k : condutividade térmica do material

K : relação da condutividade com a densidade e o calor específico

L : comprimento do refrigerador

L_s : comprimento do meio poroso

m_e : massa que entra no sistema

m_s : massa que sai do sistema

n : número de ondas

P : pressão

P_m : Pressão principal

P_1 : Amplitude da pressão

q : quantidade de calor

Q : taxa de calor

R : constante universal dos gases

$Re[]$: parcela real

s : entropia

S_{ger} : taxa geração de entropia

S_{vc} : taxa entropia no volume de controle

t : tempo

T : temperatura

T_c : temperatura fria

T_h : temperatura quente

u : energia interna

u_1 : velocidade de oscilação do fluido

v : volume específico.

V : velocidade

V_1 : Amplitude da velocidade

Vol = volume

W : taxa trabalho (potência)

w : frequência angular

w_o : rigidez

x : deslocamento da mola

z : altura de deslocamento

Lista de Símbolos Gregos

β : constante de Bulk

$(\Delta T)_{crítica}$: temperatura crítica

δ_k : camada limite térmica

δ_v : camada limite fluido dinâmica

Γ : parâmetro para caracterização do funcionamento da máquina

γ : razão isobárica de calores específicos

λ : comprimento da onda

μ : viscosidade

Π : perímetro

ρ : densidade

Σ : termos viscosos

σ : Prandtl

SUMÁRIO

CAPITULO I	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 – APLICAÇÕES:.....	4
1.2 – OBJETIVO:	7
1.3 – APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO:	7
CAPITULO II	9
FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA E ACÚSTICA	9
2.1 - REFRIGERADORES	9
2.2 - TERMODINÂMICA:	10
2.2.1 – Propriedades termodinâmicas dos gases:	10
2.2.2 – Primeira lei da termodinâmica para um volume de controle diferencial:.....	13
2.2.3 – Segunda lei da termodinâmica para um volume de controle diferencial:.....	14
2.2.4 - Eficiência para refrigeradores:.....	14
2.3- ONDAS.....	16
2.4 – MECANISMO DE GERAÇÃO DE ONDAS:.....	17
2.4.1 – Propagação da onda:	18
2.4.3 – Estudo do equacionamento das ondas	23
Capitulo III	25
TERMOACÚSTICA.....	25
3.1 - REFRIGERADORES TERMOACÚSTICO	26
3.2 – DESCRIÇÃO DO FENOMENO TERMO-ACÚSTICO:.....	28
3.3 - EQUACIONAMENTOS DAS DIFERENTES ETAPAS DO PROCESSO DE REFRIGERAÇÃO ENTRE AS PLACAS:.....	32
3.4 – PILHAS REGENERADORAS:.....	34
3.5 – OTIMIZAÇÃO DAS PILHAS REGENERADORAS:.....	35

Capítulo IV.....	39
ESTUDO DO EQUACIONAMENTO DO FENÔMENO TERMOACÚSTICO.....	39
4.1 - TEORIA GERAL DA TERMOACÚSTICA:.....	39
Capítulo V.....	53
MODELAGEM NUMÉRICA	53
5.1 – ANÁLISES ESTRUTURAIS	53
5.1.1 - Elementos finitos:.....	54
5.1.2 – Tipo de elemento.....	56
5.1.3 – Malha:	56
5.1.4 – Condições de contorno:.....	57
5.1.5 – Solução:	57
5.1.6 – Resultados:	59
5.2 - DELTAEC	65
5.2.1 – Segmentos do modelo em DeltaEc:	67
5.2.3 – Determinação das harmônicas do sistema:	69
5.2.4 – Condições de contorno:.....	69
5.2.5 – Resultados	70
5.2.6 – Pressão e velocidade no sistema:	74
5.3 – ANALISE FLUIDO TERMICA UTILZANDO ANSYS® CFX:	80
5.3.1 – Malha:	81
5.3.2 – Condições de contorno:.....	83
5.3.3 – Resultados:	84
Capítulo VI.....	91
ANALISE EXPERIMENTAL.....	91
6.1 – CORPO DO REFRIGERADOR:.....	92
6.1.1 – Sensor de pressão:	93
6.1.2 – Flange de conexão:.....	93
6.1.3 - Tubo ressonante:	93
6.1.4 - Regenerador:	93
6.1.5 - Termopares:.....	94
6.2 – SISTEMA DE EMISSÃO DE ONDA:.....	94
6.6 – FREQUÊNCIAS ANALISADAS NO MODELO EXPERIMENTAL:	95

6.7 – RESULTADOS PARA TUBO COM EXTREMIDADE FECHADO:	98
Capítulo VII.....	101
CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....	101
7.1 – CONCLUSÕES GERAIS:	101
7.2 – TRABALHOS FUTUROS:	102
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	105
ANEXO I.....	109

CAPITULO I

INTRODUÇÃO

O estudo das oscilações acústicas utilizando-se de um objeto que emite calor tem sido feito há mais de dois séculos. Um dos primeiros estudiosos foi Byron Higgins, cujo estudo foi denominado de “Canção das Chamas” em 1777, neste experimento Higgins determina que a oscilação acústica, ocorre em uma determinada localização de uma chama de hidrogênio no interior de um tubo, sendo que em outra extremidade este se encontra aberto, como mostrado na Fig.1.1, que mostra a fonte térmica, o tubo ressonante e a estrutura que alimenta a chama de calor, afim de que ocorra o efeito termoacústico.

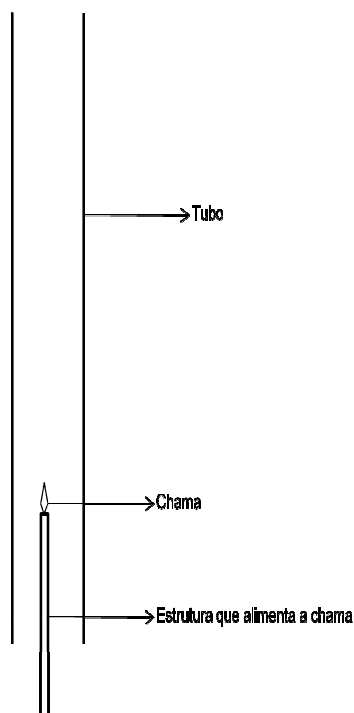


Figura 1.1 – Esquema do experimento realizado por Byron Higgins, em 1777 (Tijiani, 2001).

Em 1850, Sondhauss realizou um experimento de geração de som pelo calor, no qual utiliza de sopradores de vidro, Fig.1.2, este é constituído por um ressonador e um duto, que quando se aproxima de uma fonte de calor na parte que em que localiza o ressonador, o sistema emite um som, devido ao fluxo de ar que se move do ressonador para o duto o qual apresenta um diâmetro inferior à saída do ressonador.

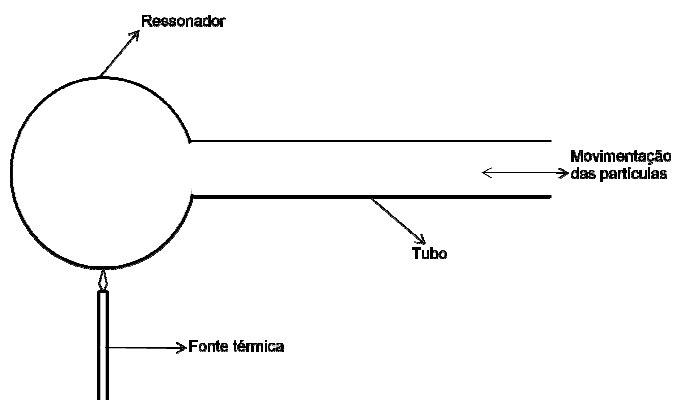


Figura 1.2 – Modelo acústico realizado por Sondhauss (Tijiani, 2001).

Outro estudioso foi Rijke, o qual descobriu, em 1859, que o som poderia ser obtido num tubo, no qual era fixada uma membrana acrescida a uma fonte de calor, Fig. 1.3. Deste

modo, Rijke pôde fazer observações levando em conta a oscilação da posição da fonte de calor e a determinação de elevadas oscilações acústicas. Estas têm como base teórica um efeito convectivo realizado pelo fluido no interior do tubo proporcionando uma vibração na membrana que está presente em seu interior, sendo percebido por todos como uma onda sonora.

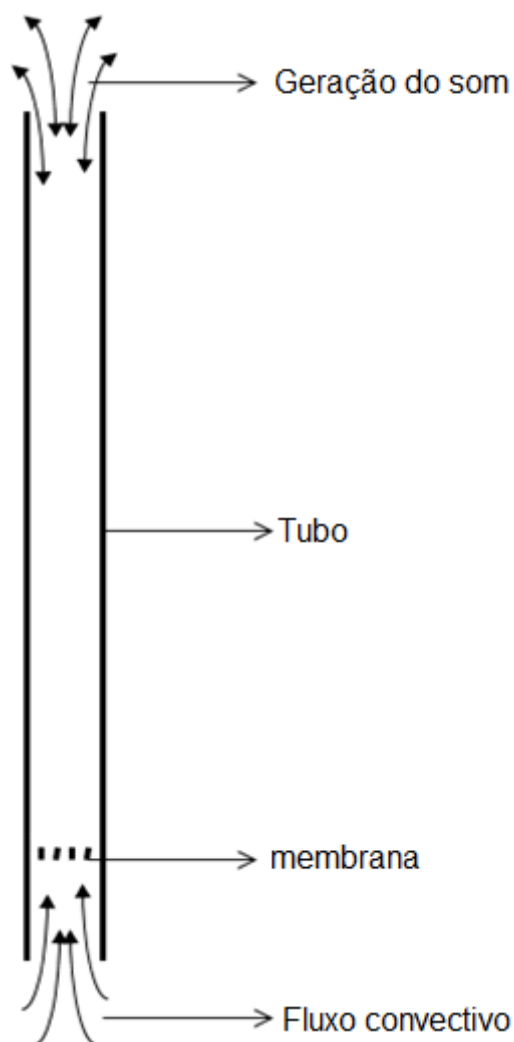


Figura 1.3 – Esquema do tubo de Rijke, (Tijjani, 2001).

Em 1887, Lord Rayleigh explicou o fenômeno, por meio do livro “Teoria do som” no qual analisa como o som é originado de uma onda estacionária de um comprimento aproximadamente duas vezes o comprimento do tubo, originando a frequência fundamental. Desta maneira, foi apresentada a sua primeira explicação do fenômeno termoacústico, levando em conta a oscilação do fluxo de ar, o qual se movimenta em uma sucessiva combinação de dois processos: compressão e expansão. Portanto em seu trabalho ficou conhecido por

meio da seguinte frase: “Se o calor é retirado para o ar no momento de grande compressão ou doado para o mesmo no momento de grande expansão, a vibração é realizada.”

Em aproximadamente 15 anos, novos pesquisadores, como Kramers, Rott e Swift foram aprimorando estas pesquisas, determinando analiticamente e experimentalmente o fenômeno termoacústico, relacionado ao sistema de refrigeração.

Kramers foi o primeiro a estudar de forma teórica do fenômeno termoacústico, que não obteve resultados satisfatórios, comparando a sua solução analítica com a experimental.

Este estudo teve um grande avanço, devido à teoria linear da termoacústica, esta desenvolvida por Rott, quando deu continuidade ao trabalho de Kramer. Swift por sua vez desenvolveu a conexão entre a parte acústica em uma perspectiva principal da termodinâmica, além disso, foi o precursor na construção do primeiro refrigerador termoacústicos no Laboratório Nacional de Los Alamos (LANL).

Combinação dos efeitos de pressão e posição de oscilação produz uma variação no efeito termoacústico, porém os efeitos térmicos de uma onda sonora são muito pequenos, por exemplo, a amplitude da oscilação da temperatura em níveis convencionais de sons está entorno de $0,0001^{\circ}\text{C}$ (Swift, 2002).

1.1 – APLICAÇÕES:

O fenômeno termoacústico foi alvo de grandes pesquisas desde o desenvolvimento do primeiro aparelho termoacústico a partir da década de 80. Desde então muitos equipamentos com diferentes aplicabilidades foram construídos na Los Alamos University (LANL), na Naval Postgraduate School (NPS), em Monterey (Califórnia), e na Pennsylvania State University.

Em LANL foi desenvolvido recentemente o TADTAR (Thermoacoustic Driven Thermoacoustic Refrigerator) Fig.1.4, com o objetivo de armazenar 200 litros de sorvete, a uma temperatura de 18°C para uma temperatura ambiente de 25°C . Este protótipo apresentou uma potência de arrefecimento cerca de 120 W.



Figura 1.4 – Imagem do refrigerado, TADTAR (Thermoacoustic Driven Thermoacoustic Refrigerator), com os seus pesquisadores.

O NPS (Naval Postgraduate School) construiu dois diferentes refrigeradores: “Space Thermoacoustic Refrigerator” (STAR) e o “Shipboard Electronics ThermoAcoustic Cooler” (SETAC). O STAR, Fig. 1.5, foi projetado para produzir uma diferença de temperatura de 80 K e uma potência térmica de 40 W, e foi lançada a bordo do Space Shuttle Discovery (STS-42), em 1992. O SETAC, Fig. 1.6, teve a finalidade de resfriar o radar eletrônico, no navio de guerra USS DEYO em 1995, projetado para 400 W de potência para um arrefecimento semelhante de uma geladeira doméstica.

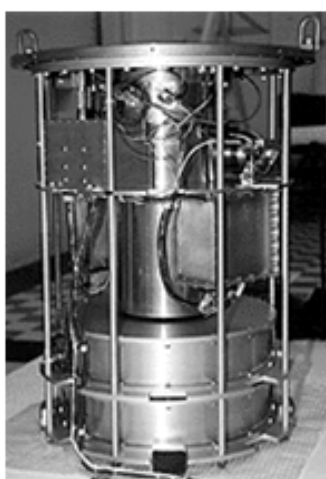


Figura 1.5 – Imagem do refrigerador STAR- “Space Thermoacoustic Refrigerator” (Cool Sound Industries, Inc.).



Figura 1.6 – Shipboard Electronics ThermoAcoustic Chiller (SETAC) antes do financiamento apresentado pela Naval Science Assistance Program. (Acousitc, Pennstade Graduate Program).

Na Pennsylvania State University, está sendo desenvolvido um sistema para fornecer uma refrigeração em navios da Marinha, esperando-se uma potência de arrefecimento de 10 kW.

Recentemente, a equipe de LANL esta desenvolvendo um motor que se utiliza de ondas sonoras e apresenta uma eficiência muito superior à onda estacionária. Este motor possui uma eficiência térmica de 50%, no seu ponto de funcionamento mais eficiente, que fornece 710 W de potência para o seu ressonador com uma eficiência térmica de 0,30, o que corresponde a 41% da eficiência Carnot. Os refrigeradores também podem ser feitos usando este princípio, e alcançar eficiências comparáveis aos sistemas de compressão de vapor (Swift, et al., 2000).

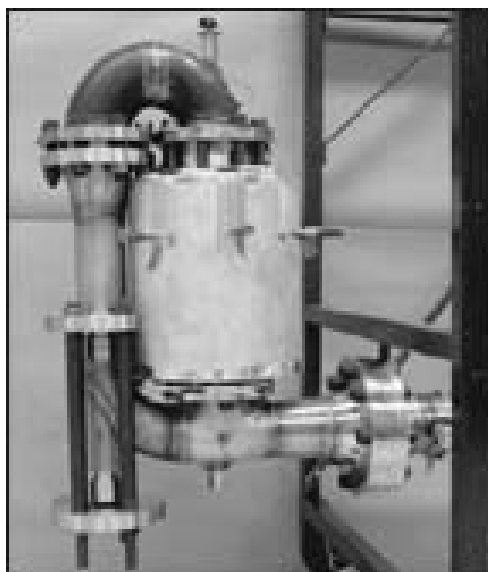


Figura 1.7 – Imagem do mais recente refrigerador termoacústico, desenvolvido em LANL. (Swift, et al., 2000)

1.2 – OBJETIVO:

Este trabalho tem por objetivo examinar o desempenho de uma determinada configuração de refrigerador termoacústico. Isto foi feito utilizando o software DeltaEc, que se caracteriza por tratar seus componentes de forma discreta, foi utilizado também um software que utiliza da metodologia de elementos finitos (Ansys®) para uma análise estrutural e outra em volume finitos (CFX), para uma análise térmica e fluidodinâmica do efeito em sua porção transiente. Os resultados térmicos obtidos pelos softwares: DeltaEc e CFX servirão de base para a comparação com os resultados experimentais.

1.3 – APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO:

Esta dissertação é desenvolvida de acordo com as seguintes descrições:

No capítulo I é apresentado um histórico da termoacústica, mostrando os principais autores da teoria bem como os primeiros protótipos e as aplicações desta ciência.

A revisão bibliográfica fica dividida nos capítulos II e III, sendo que o primeiro apresenta e especifica o fenômeno termodinâmico e a diferença existente entre as máquinas térmica, além de apresentar conceitos importantes da acústica, o capítulo seguinte apresen-

ta o fenômeno termoacústico, mostrando a máquina como todo, e focando em áreas mais críticas do refrigerador.

No capítulo IV está a modelagem matemática do fenômeno termoacústico, desenvolvida por Rott.

O capítulo V apresenta a modelagem numérica, com o uso de Ansys Multiphysics®, DelatEc, e Ansys CFX®, bem como os respectivos resultados. Sendo que o Ansys Multiphysics® foi usado com o intuito de se estudar o efeito estrutural no comportamento do refrigerador e o CFX para o estudo do comportamento do escoamento do fluido que compõe o mesmo, e ambos estudos são realizados no DeltaEc o qual apresenta uma modelagem mais simplificada.

A bancada experimental está mostrada no Capítulo VI. Esta bancada foi confeccionada durante um projeto de iniciação científica, na Universidade Federal de Uberlândia, e modificada no decorrer do mestrado.

No capítulo VII está a conclusão do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA E ACÚSTICA

A Energia é, sem dúvida, um dos conceitos essenciais da termodinâmica, sendo de grande importância para o estudo dessa ciência. A palavra Energia possui origem etimológica na expressão grega “ergos”, que significa “trabalho”; portanto, podemos definir energia como “o potencial inato para executar trabalho ou realizar uma ação”.

Energia é o principal conceito, em que se baseia a termodinâmica, desta maneira a sua definição é de substancial valor para seu estudo. Assim energia refere-se a um potencial de uma matéria, que com ela a mesma pode vir a realizar uma ação.

Este capítulo tem como objetivo rever noções de termodinâmica e de acústica básica.

2.1 - REFRIGERADORES

Máquina térmica pode ser definida como um dispositivo que, operando segundo um ciclo termodinâmico, realiza um trabalho líquido positivo a custa da transferência de calor de um corpo com temperatura elevada para um corpo de temperatura mais baixa (Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1998). As máquinas térmicas podem ser classificadas em refrigeradores (bombas de calor) ou motores térmicos

A bomba de calor ou refrigerador é um sistema que opera segundo um ciclo termodinâmico, recebendo calor (Q_{in}) de um corpo a baixa temperatura (T_c) e cedendo calor (Q_{out}) para um corpo a alta temperatura (T_h), sendo necessário, entretanto para sua operação a realização de trabalho (W).

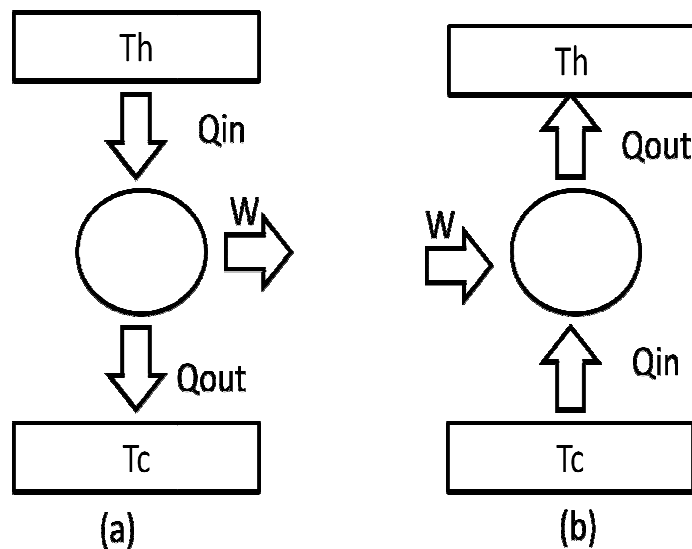


Figura 2.1 - Esquema básico de um (a) máquina térmica ou motor, (b) bomba de calor ou refrigerador. (Russell, et al., 2002)

2.2 - TERMODINÂMICA:

O fluxo de energia, tanto em refrigeradores como em motores são regidos pela primeira e segunda lei da termodinâmica, na qual a primeira é a demonstração da conservação de energia, a qual estabelece que, em um processo cíclico o calor seja igual ao trabalho. Já a segunda se limita a explicar troca interna de calor e trabalho no sistema termodinâmico, além de definir o modo de distinguir se o sistema é motor térmico ou o refrigerador.

2.2.1 – Propriedades termodinâmicas dos gases:

As propriedades termodinâmicas mostradas a seguir estão relacionadas com um fluido de trabalho, o qual pode ser considerado um gás ideal e, portanto fazer uso da equação de estado dos gases que se encontra abaixo:

$$P = \rho RT \quad (2.1)$$

Onde P é a variável que introduz a pressão, R é a constante universal dos gases, T é a variável temperatura, e ρ massa específica. Com o objetivo de determinar a constante universal para um determinado fluido de trabalho, faz-se uso do peso molar do determinado gás como,

$$\bar{R} = \frac{R}{M} \quad (2.2)$$

Um coeficiente, de grande importância para o estudo é o coeficiente de expansão térmica. Para os materiais sólidos: podem ser superficial e volumétrico, dependendo somente da geometria e das dimensões do objeto em análise, porém para materiais fluidos, o coeficiente de expansão térmico está relacionado com a variação do volume, que resulta de uma mudança da pressão enquanto a entropia permanece constante. Esta compressibilidade abaixo, sendo v referente ao volume específico.

$$\beta = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_s \quad (2.3)$$

Uma das propriedades de grande importância para o equacionamento termodinâmico é a definição de energia interna (u), assim, energia interna é uma propriedade extensiva, isto é, que depende da massa do sistema, do mesmo modo, também são propriedades extensivas a energia cinética e a energia potencial.

A fim de obter as energias, cinética e potencial são necessários parâmetros macroscópicos como aceleração, velocidade, e a altura que se encontra.

Porém a energia interna leva em conta todas as outras formas de energia presente que esta associada ao estado termodinâmico do sistema (Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1998). A partir do conhecimento de energia interna e trabalho, (quantidade de energia cedida ou ganha pelo sistema para variar sua energia inicial, sendo que para fluidos: Pv), podemos obter uma nova propriedade, que denomina entalpia (h).

$$h = u + P * v \quad (2.4)$$

Sabendo que entalpia, é a parcela de energia que leva em conta a energia interna e o trabalho, deste modo obtém-se um coeficiente denominado, calor específico sensível, para isso considera-se que o fluido apresente um uma única fase (solido, ou liquido, ou gasoso).

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (2.5)$$

Este coeficiente demonstra fisicamente quantidade de calor necessária para levar a temperatura de um grau por unidade de massa.

Assim a entalpia revela-se em função do calor específico sensível e da temperatura, com se segue.

$$dh = c_p * dT \quad (2.6)$$

Outro importante conceito da termodinâmica pode ser obtido considerando um sistema operando em um ciclo ideal, sendo adiabático e reversível, desta maneira apresenta-se a propriedade extensiva denominada de entropia, cujo conceito pode ser obtido a partir do seu conceito base;

$$ds \equiv \frac{dq}{T} \quad (2.7)$$

Onde dq é a variação de calor, abaixo se encontra a uma relação termodinâmica importante para fluidos compressíveis, a qual é determinada pelas funções de Gibbs.

$$Tds = dh + vdp \quad (2.8)$$

Utilizando de artifícios matemáticos, em conjunto com a Eq.(2.6) e Eq.(2.3). A Eq.(2.8) apresenta-se reescrita em termos do coeficiente de expansão térmica, temperatura, e densidade do fluido de trabalho:

$$T * ds = c_p * dT + \frac{T\beta}{\rho} * dp \quad (2.9)$$

2.2.2 – Primeira lei da termodinâmica para um volume de controle diferencial:

A primeira lei da termodinâmica, ou expressão da conservação da energia, demonstra que a energia não é perdida nem destruída somente pode ser convertida em outra forma, assim depreende-se a expressão matemática da primeira lei para um sistema macroscópico de massa fixa:

$$d(E_c + E_p + U) = dQ - dW \quad (2.10)$$

A variação de energia potencial, cinética e interna, esta relacionado com a variação da quantidade de calor transferido e o trabalho realizado no sistema.

Os sistemas apresentam-se de três maneiras, isolado, fechado e aberto. O primeiro refere-se ao meio em que não existe troca de massa nem energia, sendo totalmente isolado como, por exemplo, uma garrafa térmica; no segundo, existe apenas uma troca de energia, não existe troca de massa; já no último ocorre uma troca de energia e massa com a vizinhança. Neste trabalho em questão refere-se a um sistema aberto.

Desta maneira a equação pode ser explicitada como:

$$d\dot{E}_{vc} = d\dot{Q} - d\dot{W} + \left(u + pv + gz + \frac{v^2}{2} \right) \quad (2.11)$$

Onde $d\dot{E}_{vc}$ corresponde o termo de variação de energia no volume de controle, $u + \frac{v^2}{2}$ corresponde a parte da energia contida na massa que entra no volume de controle.

Propriedade entalpia, que relaciona a energia interna do volume de controle com o trabalho realizado no mesmo, como mostrado em Eq. (2.4), e desprezando o efeito da atuação da gravidade, portanto a equação anterior apresenta-se redigida como:

$$d\dot{E}_{vc} = d\dot{Q} - d\dot{W} + \left(h + \frac{v^2}{2} \right) \quad (2.12)$$

Esta equação demonstra que a variação da energia no volume de controle é resultado da adição de calor, do trabalho, do fluxo de energia e da energia cinética.

2.2.3 – Segunda lei da termodinâmica para um volume de controle diferencial:

Na segunda lei da termodinâmica relaciona à taxa de variação de entropia com o fluxo de calor do sistema, o fluxo de massa, levando em conta a irreversibilidade do sistema.

Abaixo aparece exposto a equação da segunda lei (Wylen, Sonntag, & Borgnakke, 1998).

$$d\dot{S}_{vc} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (2.13)$$

Onde a primeira e segunda somatória representa o fluxo de entropia no contorno do sistema, a terceira somatória representa o fluxo de calor no interior do volume de controle do sistema com relação à temperatura, sabendo que devido à irreversibilidade do sistema, o termo de geração $\dot{S}_{ger} \geq 0$.

A fim de determinar o equacionamento para o coeficiente de desempenho para motores térmicos e refrigeradores, faz-se uso da primeira e segunda lei da termodinâmica, ou seja, realiza-se uma manipulação das Eq. (2.12) e Eq. (2.13).

2.2.4 - Eficiência para refrigeradores:

Os motores liberam para o ambiente uma temperatura elevada provinda de uma realização de trabalho, já os refrigeradores apresentam a característica contrária, remove a temperatura do ambiente, por meio da realização do trabalho pelo sistema, deste modo as máquinas térmicas, motores e refrigeradores, apesar de apresentar semelhantes técnicas de trabalho, possuem objetivos diferentes.

O objetivo do refrigerador é manter reduzida a temperatura do ambiente, enquanto a do motor térmico ou bomba de calor é manter a temperatura do local acima da temperatura ambiente. Desta maneira, os refrigeradores e as bombas de calor possuem diferentes objetivos, assim os coeficientes de desempenho são definidos diferentemente.

A fim de determinar o coeficiente acima citado, é necessário utilizar das seguintes equações, as quais são derivadas da primeira e segunda lei da termodinâmica, omitindo as energias: potencial e cinética, bem como o fluxo de entropia.

$$d\dot{U} = d\dot{Q} + d\dot{W} \quad (2.14)$$

$$d\dot{S} = d \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) + S_{ger} \quad (2.15)$$

Como a energia interna e a entropia são funções de estado, e sabendo que não muda com o seu ciclo, a equação acima integrada apresentam-se da seguinte forma.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{W} \quad (2.16)$$

$$\frac{\dot{Q}_h}{T_h} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + S_{ger} \quad (2.17)$$

O coeficiente de desempenho para um refrigerador, COP, é escrito em termo da transferência de calor $\dot{Q}_c$ (calor trocado com o meio) e o trabalho por ele realizado, como mostra a seguinte equação:

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (2.18)$$

A equação anterior fica mais bem denotada caso seja utilizada a Eq. (2.16) no termo inferior da Eq. (2.18), assim desde que $S_{ger} \geq 0$

$$COP = \frac{Q_c}{Q_H - Q_c} \quad (2.19)$$

Sabendo que o fenômeno tem em sua característica a irreversibilidade do sistema temos que:

$$\frac{\dot{Q}_c}{T_c} \leq \frac{\dot{Q}_h}{T_h} \quad (2.20)$$

Colocando em confronto as Eq. (2.19) e (2.20) pode-se obter a seguinte relação da temperatura com o coeficiente de desempenho do refrigerador.

$$\text{COP}_{\text{ref}} \leq \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (2.21)$$

Quantitativamente, é mais conveniente expressar a equação acima expressa pela seguinte igualdade:

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (2.22)$$

Esse coeficiente é denominado de coeficiente de performance de Carnot, o qual, exprime o maior rendimento (desempenho) para todos os refrigeradores, e abaixo segue o coeficiente de performance que é relativo ao ciclo Carnot.

$$\text{COP}_{\text{rel}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{carnot}}} \quad (2.23)$$

2.3- ONDAS

As ondas estão presentes em uma grande parte de nossas vidas, como por exemplo, quando ouvimos algo, quando enxergamos as cores, o aquecimento de nosso planeta esta envolvidos por ondas, as quais são classificadas como: eletromagnéticas e mecânicas. As primeiras são geradas por cargas elétricas oscilantes e não necessitam de um meio material para propagar-se, podendo se propagar no vácuo, como exemplos podem citar as ondas de rádio, luz, radares e outros e as segundas são aquelas que precisam de um meio material para se propagar. (não se propagam no vácuo) como exemplos podem citar o som, a oscilação em uma corda, a oscilação da água quando atiramos uma pedra.

Neste trabalho utiliza-se de uma onda mecânica, o som, o qual é uma perturbação oriunda da propagação de ondas sonoras em um meio líquido ou gasoso, ou seja, um meio elástico. Assim, o meio pode-se perceber zonas de rarefação (baixas pressões) e zonas de compressão (altas pressões). À medida que esses efeitos de compressão e rarefação che-

gam aos órgãos auditivos induz a vibração nos ossos internos ali presentes dando a sensação auditiva do som.

O som pode ser classificado em vários tipos, tais como tom puro, som harmônico e aleatório. O primeiro é percebido por ter um som periódico e uma frequência padrão; o segundo é constituído por uma soma de um tom puro e outros tons puros harmonicamente relacionados; e o terceiro é o som que não se consegue identificar nenhum padrão repetitivo.

A vibração de uma partícula do meio (ar) é transmitida para as seguintes fazendo com que tenham as mesmas características de movimentação e que sejam transmitidas para as demais partículas. Uma parcela desta energia de vibração é convertida em energia sonora, que é irradiada pela superfície.

2.4 – MECANISMO DE GERAÇÃO DE ONDAS:

-

O som é parte da vida diária e apresenta-se, por exemplo, como: música, canto dos pássaros, uma batida na porta, o tilintar do telefone, as ondas do mar etc (Gerges, 1992).

A geração do som ocorre quando uma partícula que se desloca em um meio a partir de sua posição original colidi-se com as demais próximas a ela que por consequência irá realizar o mesmo nas outras presentes neste meio, sofrendo a ação das forças elásticas do ar a fim de restaurá-lo para a posição de origem, deste modo, o deslocamento será infinitesimalmente pequeno à velocidade do som. A Figura 2.3 abaixo mostra o deslocamento de uma partícula devido ao estímulo acústico no meio

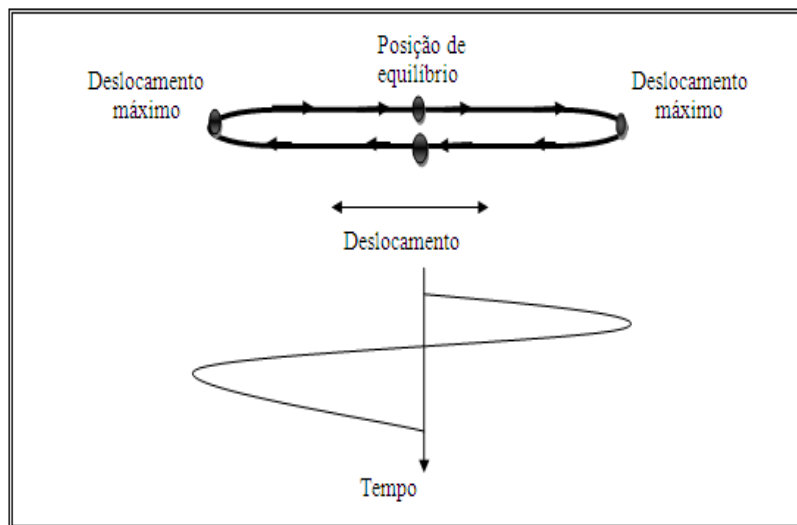


Figura 2.2 – Esquema da movimentação da partícula do ar no meio (F., 2001-modificado).

2.4.1 – Propagação da onda:

Com relação a ondas sonoras, as frentes de ondas apresentadas por elas durante a sua propagação apresenta uma variação de acordo com a distância entre a fonte e o receptor. Assim temos na Fig.2.3(A) a representação das frentes de ondas para um receptor localizado próximo a fonte sonora, e a Fig.2.3(B) a representação das frentes de ondas para um receptor localizado a uma distância mais elevada da fonte sonora.

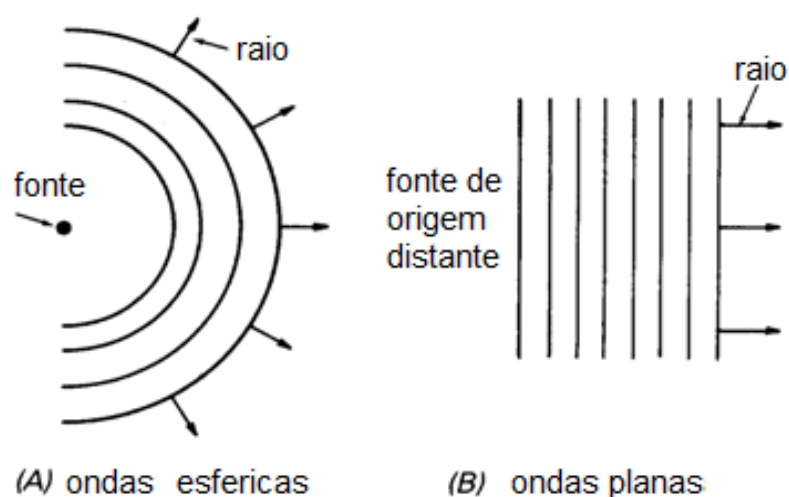


Figura 2.3 – Uma fonte pontual, em um espaço emite frentes de ondas esféricas que tendem a se tornar frentes de ondas planas de acordo com a elevada distância, onde em (A) mostra frentes de ondas esféricas e em (B) mostra as frentes de ondas planas resultados da distância da fonte sonora (Glen, 1987).

A propagação do som difere com relação ao meio que a mesma se encontra. Assim a seguir é apresentada uma tabela que mostra as diferentes velocidades do som para os gases.

Tabela 2.1 – Diferentes velocidades do som para diferentes gases a 15,5°C (White, 1999).

Meio	[metros/segundo]
Ar	340
Hidrogênio	1294
Hélio	1000
Argônio	317
Gás Carbônico	266
Metano	185

As propagações das ondas ocorrem depende do meio em que elas estão submetidas, assim alterando a sua velocidade.

A Figura 2.4 mostra as direções de propagação da onda, dividindo-as em três diferentes itens, A, B e C. O primeiro item representa a movimentação da partícula quando submissa a uma onda de propagação esférica, este tipo de movimentação pode ser observada em uma propagação da mesma em meios líquidos, quando arremessa-se uma pedra sobre um lago cuja a água esteja calma, ou em meio gasoso exemplificado pela propagação acústica da fala de uma pessoa em uma sala. O segundo representa uma movimentação transversal das partículas devido imposição de uma fonte, este tipo de movimentação de partículas pode-se ser observada em meio sólido e exemplificado com a propagação de uma oscilação em instrumentos musicas que utilizam de cordas como, por exemplo, o violino. A terceira representa a propagação da onda em sonora no interior de um duto

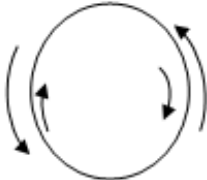
DIREÇÃO DA PROPAGAÇÃO DA ONDA	MOVIMENTAÇÃO DA PARTICULA
A 	
B 	
C 	

Figura 2.4 – Nesta figura está presente os três modos de propagação da onda divididos em A, B, e C, em A mostra a propagação esférica da onda, em B percebe-se a propagação transversal da onda, e C a propagação longitudinal (F., 2001-modificado)

As ondas sonoras apresentam algumas propriedades, tais como reflexão, difração, absorção, reverberação e outras, mas como a propriedade da onda predominante e responsável pelo efeito termoacústico é a reflexão.

A reflexão é a propriedade presente em todas as ondas e consiste em uma inversão de sentido de propagação da mesma, isso ocorre quando esse sinal encontra com o um meio de densidade diferente do qual ela se encontra, assim sendo uma parcela deste sinal é absorvida para o segundo meio e o restante da energia do sinal tem seu sentido invertido e retorna ao emissor, como mostrado na Fig. 2.5, que apresenta a propagação da onda em (A) em um sentido positivo do eixo, com certa amplitude de oscilação, até o encontro de um obstáculo totalmente reflexivo, após o encontro pode-se observar a propagação da onda em sentido oposto como mostrado em (B).

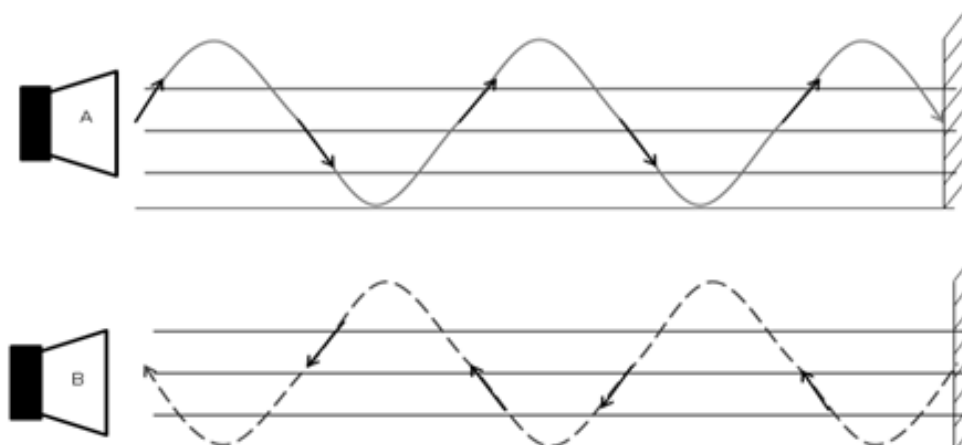


Figura 2.5 – reflexão da onda, em (A) a onda propaga-se até o encontro de um obstáculo (B) onda refletida propagando em sentido oposto.

Em um refrigerador termoacústico as ondas, incidente e refletida, tendem a formar em regime permanente uma onda estacionária como mostrado na figura a seguir, para um caso de reflexão total.

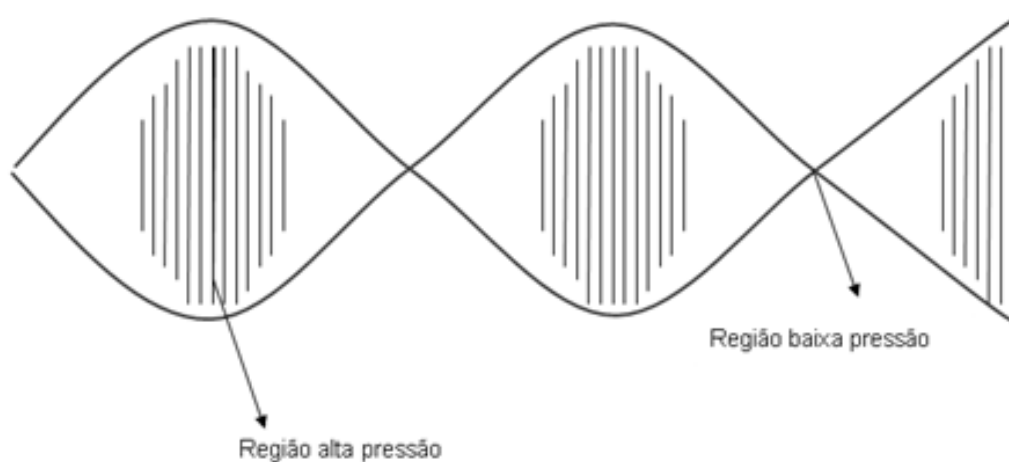


Figura 2.6 – Esquema de uma onda estacionária, especificando as áreas de elevadas e baixas pressões, que serão responsáveis pelas regiões de elevada e baixa temperatura respectivamente.

Observando as ondas estacionárias nota-se que apresentam regiões bem definidas, onde se localiza os nodos e os antinodos os primeiros é a região que localiza o encontro das partes de inflexão de ambas as ondas, e a segunda esta localizado no encontro de um vale

com uma crista, assim os nodos são as regiões de baixa pressão e os antinodos são as regiões de elevada pressão.

Em um refrigerador termoacústico, a propagação das ondas ocorre em um duto, assim é interessante obter as freqüências naturais da estrutura. A fim de auxiliar na escolha da melhor freqüência de trabalho para o refrigerador, levando em conta o fluido, a velocidade de propagação da onda nele, além do comprimento do duto. Com relação à estrutura, esse equacionamento depende somente se a extremidades oposta à fonte encontra-se aberta ou fechada.

$$v = \lambda * f = \frac{2Lf}{n}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.24)$$

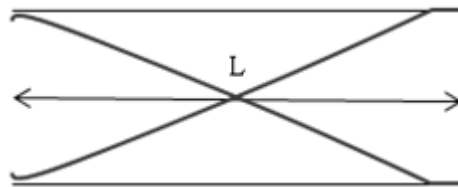


Figura 2.7 – Perfil velocidade para um tubo aberto.

Caso a extremidade oposta ao emissor apresente-se aberta à velocidade das partículas é dada pela Eq. (2.28). Para isso, é importante que se saiba um número inteiro de meios comprimentos de onda que se ajuste no comprimento L do tubo, então: $L = n(1/2)$, sendo n um número inteiro positivo chamado de número harmônico.

$$v = \lambda * f = \frac{4Lf}{n}, n = 1, 3, 5, \dots \quad (2.25)$$

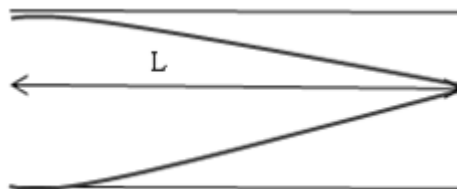


Figura 2.8 – Perfil da velocidade para tubo fechado.

Caso o duto que contém a onda estacionária apresente-se fechada em sua extremidade oposta à fonte, implica-se que a velocidade das partículas é dada pela Eq.(2.25), onde pode observar a dependência do comprimento do duto, $L = n(1/4)$, com n ímpar.

2.4.3 – Estudo do equacionamento das ondas

A propagação de uma onda sonora harmônica se assemelha ao deslocamento de um sistema massa mola, submetido a uma força externa ao sistema, como mostra a figura a seguinte.

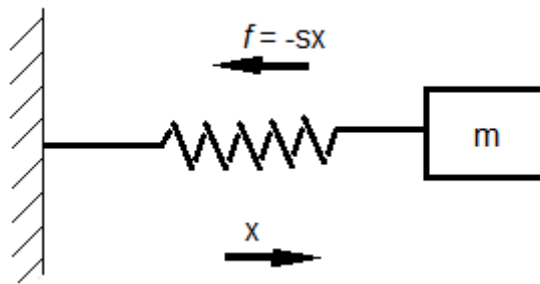


Figura 2.9 - Sistema massa mola.

A partir do conhecimento da segunda lei de Newton, pode-se determinar a equação da oscilação harmônica do sistema acima descrito, assim matematicamente esse fenômeno pode ser apreciado da seguinte forma:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = 0 \quad (2.26)$$

A equação diferencial homogênea (2.30) que representa a oscilação de um bloco de massa m , ao longo de um comprimento x , deste modo, s que se representa a rigidez da mola presente no exemplo e, por conseguinte ω^2 é uma relação entre rigidez da mola e massa do sistema.

Resolvendo a equação diferencial anterior, tem a seguinte solução geral em função de seno e cosseno, demonstrando que o sistema oscila de forma harmônica, sabendo que $s = m\omega^2$ então se tem que $\omega = \sqrt{\left(\frac{s}{m}\right)} = 2\pi/T$.

$$x = A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t \quad (2.27)$$

Onde A_1 e A_2 são amplitudes do deslocamento e ω é a frequência angular do sistema em radianos por segundo. Assim a frequência natural é dada pela seguinte expressão:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.28)$$

A partir do uso das condições iniciais, de cada sistema podemos escrever a equação de oscilação da massa, e assim esta pode ser utilizada na acústica como o deslocamento de uma partícula de ar no meio, devido à oscilação cuja origem é a perturbação sonora.

$$x = Ae^{i\omega t} \quad (2.29)$$

A fim de determinar a velocidade da partícula realiza-se uma derivada no tempo da Eq.(2.29).

$$V = i\omega Ae^{i\omega t} \quad (2.30)$$

Capítulo III

TERMOACÚSTICA

As máquinas termoacústicas geram uma modificação térmica de aquecimento e resfriamento, por meio do efeito de compressão e expansão que acompanha o deslocamento da partícula do gás em uma onda sonora.

Embora seja usual o uso de uma onda de baixa frequência, por exemplo, o som que no nível da fala, o qual produz apenas minúsculos efeitos de aquecimento e resfriamento, enquanto as ondas sonoras com intensidade sonora extremamente alta produzem os mesmos efeitos, porém, suficientemente grande para atingir a variação térmica esperada.

Este tipo de máquina apresenta vantagens como:

- Simplicidade de construção;
- Baixo custo;
- Redução de peças móveis, visto que, utiliza apenas as ondas sonoras confinadas em cavidades seladas.
- Ecológico, visto que não utiliza de fluidos refrigerantes tóxicos ao meio ambiente.

Este capítulo foca em explicar detalhadamente o efeito termoacústico no interior do meio poroso.

3.1 - REFRIGERADORES TERMOACÚSTICO

O efeito termoacústico está relacionado com a existência de um fluxo de energia oriundo de uma excitação acústica promovida por uma onda, como mostrada na figura abaixo:

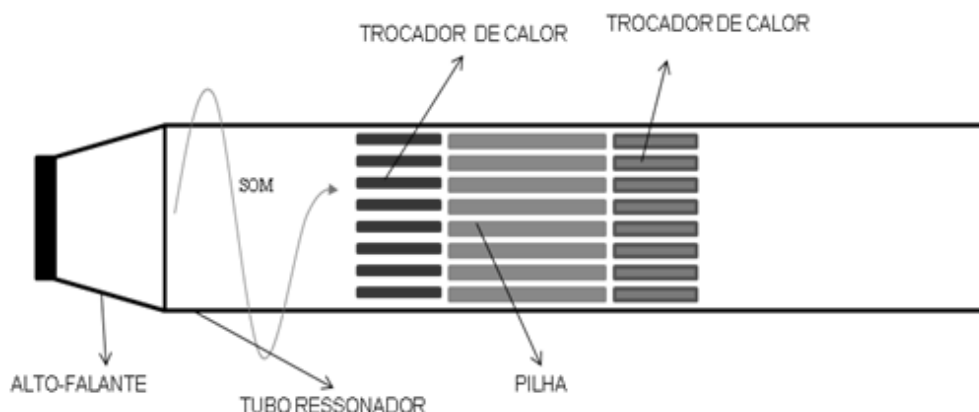


Figura 3.1 – Esquema de um refrigerador contendo seus principais componentes como pilhas, trocadores de calor e a fonte.

A fonte, alto-falante, tem como função manter a onda sonora estacionária, no interior do duto. A pilha é a denominação do meio poroso localizado no interior da máquina e apresenta como principal característica a ampliação do fenômeno de compressão; suas geometrias possíveis são: placas paralelas, retangulares, dutos, e outros. Os demais elementos de grande importância para o aparelho são os trocadores de calor, cujo objetivo principal é retirar e manter a temperatura, por isso, localizam-se em locais distintos e previamente estudados, visando a otimização do processo.

No interior do refrigerador, de comprimento de $\frac{1}{2}$ comprimento da onda de pressão imposta, a pressão e a velocidade apresentam o seguinte comportamento:

Considerando um tubo que seu comprimento seja $\frac{1}{2}$ do comprimento da onda sonora, que será introduzida em seu interior; em regime permanente a oscilação da pressão em função do comprimento do refrigerador apresenta na forma de $\frac{1}{2}$ do comprimento da onda estacionária como discutido por Swift (1988). Assim, é garantido que o refrigerador apresente sempre uma área de alta pressão e outra de baixa pressão bem definida como observada na Fig.(3.2). A velocidade apresenta-se de forma defasada de 90° com relação à pressão Fig.(3.3).

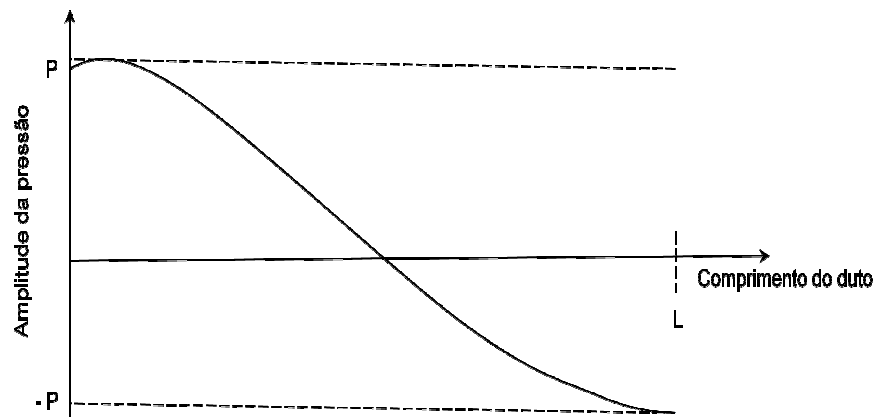


Figura 3.2 - Curvas de pressão interior do tubo em função do comprimento do mesmo.

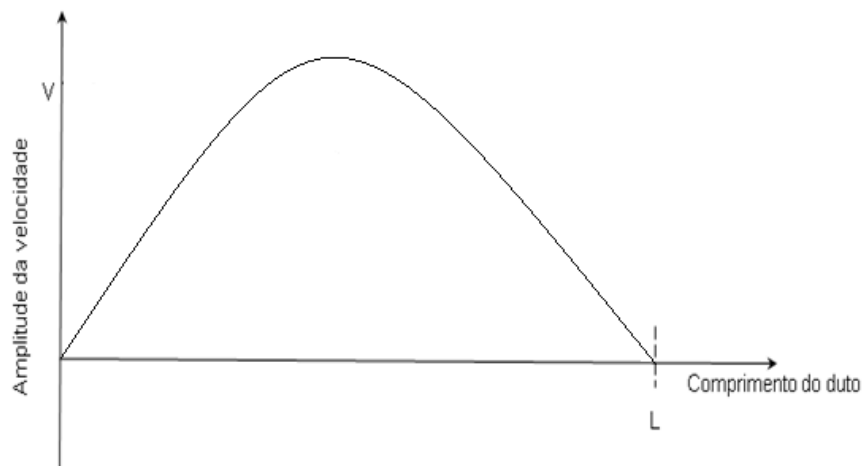


Figura 3.3 - Curvas de velocidade interior do tubo em função do comprimento do mesmo.

A representação matemática para a pressão e a velocidade do sistema é dada pelas seguintes equações:

$$P = P_m + P_1 e^{i\omega t} \quad (3.1)$$

$$V = V_1 e^{i\omega t} \quad (3.2)$$

A pressão do sistema, escrita pela Eq.(3.1) apresenta-se em termos da pressão de referência, P_m , e da pressão gerada com a oscilação do tempo, $P_1 e^{i\omega t}$, onde P_1 é a amplitude da pressão.

A velocidade do sistema também segue a mesma linha de raciocínio, porém adota-se a velocidade de referência do sistema como sendo zero, considerando que no instante inicial o fluido encontra-se em repouso.

Na equação 3.2 a oscilação é regida por uma função harmônica no tempo, sendo que V_1 é a amplitude da velocidade.

Com a finalidade de compreender o funcionamento desta máquina, esta dissertação limita-se a utilizar e equacionar o problema para a quantidade mínima de elementos no interior do refrigerador, portanto, o comprimento do refrigerador é função do comprimento de $1/4$ da onda estacionária.

3.2 – DESCRIÇÃO DO FENOMENO TERMO-ACÚSTICO:

Considerando-se as conseqüências térmicas proporcionadas pela variação da mesma, devido à atuação da onda de pressão, tal fenômeno será apresentado e discutido em quatro etapas que estão separadamente apresentadas a seguir, onde os retângulos representam as placas do meio poroso e a figura geométrica circular de diferentes tamanhos, representada é a parcela de fluido em análise, as variações dimensionais são devido ao gradiente de pressão no sistema.

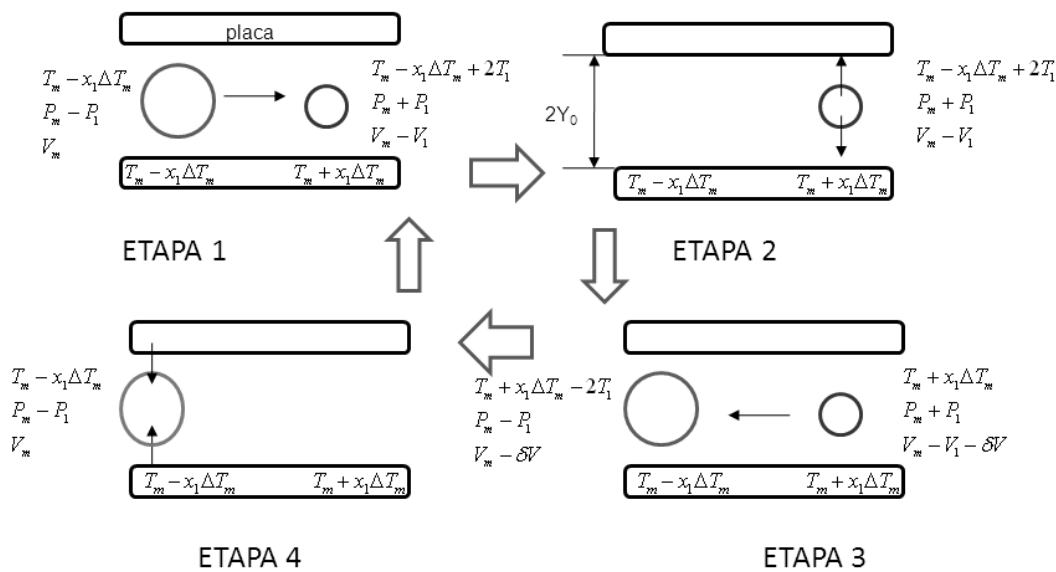
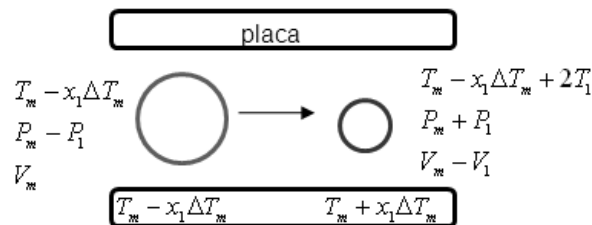


Figura 3.4 – Etapas que uma parcela de fluido sofre ao ser submetido à onda de pressão harmônica.

Primeiramente, é necessário realizar as seguintes considerações: a pressão é escrita em função da pressão de referência, e da amplitude da pressão devida atuação da onda de pressão, na sua extrema esquerda antes da ocorrência da oscilação da pressão apresenta-se da seguinte maneira $P_m - P_1$.

A temperatura é representada em função de T_m , temperatura principal do fluido antes da introdução do sinal, e do gradiente de temperatura ΔT_m , a qual é função da posição do deslocamento da parcela de fluido, assim em sua extrema esquerda, ou seja, $x=0$ a temperatura pode ser escrita da seguinte forma, $T_m - x_1 \Delta T_m$.



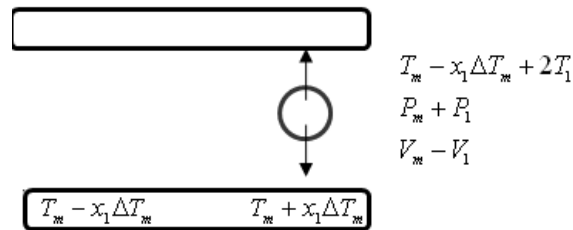
ETAPA 1

Figura 3.5 – Representação esquemática da primeira etapa do fenômeno, mostrando um simples equacionamento antes e depois da atuação de um sinal em um volume de controle.

Na primeira etapa do ciclo observa-se a atuação da onda sonora, e desta forma o movimento do fluido, que se desloca de $2x_1$ para a direita. Neste momento fisicamente ocorre uma compressão no volume de controle e a elevação da sua temperatura para $2T_1$ assim a temperatura nesta apresenta-se da seguinte forma, $T_m - x_1 \Delta T_m + 2T_1$, como mostrado em Fig.(3.5).

Após o deslocamento e compressão do fluido, a parcela do gás encontra-se com uma temperatura dada por, $T_m - x_1 \Delta T_m + 2T_1$, onde o primeiro termo remete à temperatura de referência, a segunda parcela refere-se à dissipação térmica atinente ao deslocamento da parcela de fluido, a terceira, por sua vez, refere-se à elevação da temperatura, ocasionada, devido ao efeito de compressão.

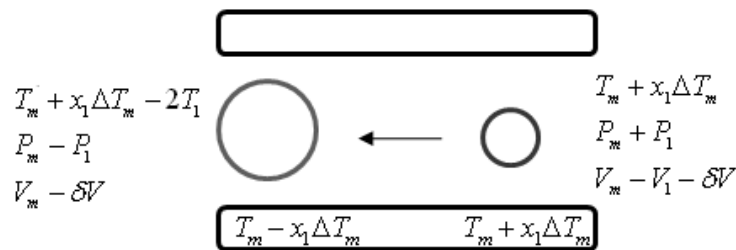
A pressão, nesta etapa, é representada por $P_m - P_1$, sendo que a primeira parcela refere-se à pressão de referencia do sistema e a segunda parcela refere-se à pressão imposta pela fonte osciladora. Relacionando-se o volume do sistema a oscilação o mesmo é dado por, $V_m - V_1$, no qual se pode observar que o segundo termo demonstra matematicamente o efeito de compressão sofrido pela parcela em análise.



ETAPA 2

Figura 3.8 – Representação esquemática da segunda etapa do fenômeno, mostrando um simples equacionamento do momento que ocorre a transferência de calor para os trocadores de calor.

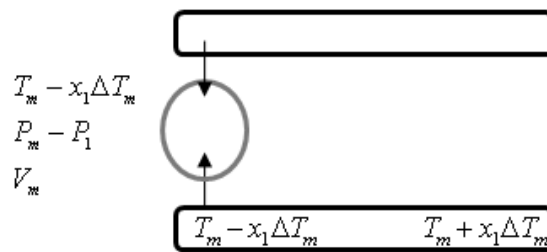
Na segunda etapa, Fig.(3.6), verifica-se a existência de um fluxo de calor, ocasionado pela elevação da temperatura do fluido, que por sua vez advém da compressão do gás. Neste estágio ocorre uma transferência térmica, Q_{quente} , do fluido de trabalho para a placa à pressão isobárica de $P_m - P_1$, e a temperatura do fluido iguala-se com a temperatura da placa de $T_m + x_1 \Delta T_m$.



ETAPA 3

Figura 3.7- representação esquemática da terceira etapa do fenômeno, mostrando um simples equacionamento do momento que ocorre o deslocamento da parcela de fluido para a posição inicial.

Em seguida, na terceira etapa do fenômeno, Fig.(3.7), o fluido de trabalho desloca-se para a extrema esquerda de $2X_1$, apresentando uma pressão de $P_m - P_1$, volume de $V_m - \delta V$, e temperatura de $T_m + x_1 \Delta T_m - 2T_1$, menor do que a anterior.



ETAPA 4

Figura 3.8- representação esquemática da quarta etapa do fenômeno, mostrando um simples equacionamento do momento que ocorre a remoção da temperatura da placa pelo fluido.

Na quarta etapa, Fig.(3.8), a parcela de fluido sofre uma expansão adiabática, e absorve o calor da placa, Q_{frio} , a pressão se mantém a mesma da etapa anterior, porém ocorre uma variação no volume da parcela e na temperatura da mesma, pois ocorreu um aumento na sua energia, mostrado pela expressão $T_m - x_1 \Delta T$.

Graficamente, essas etapas podem ser observadas de acordo com a Fig.(3.9), a qual apresenta um esboço da pressão em relação ao volume, para cada etapa explicada anteriormente, onde estão descritos as quatro etapas anteriores: (1) compressão adiabática, (2) transferência de calor isobárica, (3) expansão adiabática, (4) transferência de calor isobárica. A área representada ABCD é o trabalho realizado pelo ciclo, o qual resulta da soma dos trabalhos realizados nas diferentes etapas

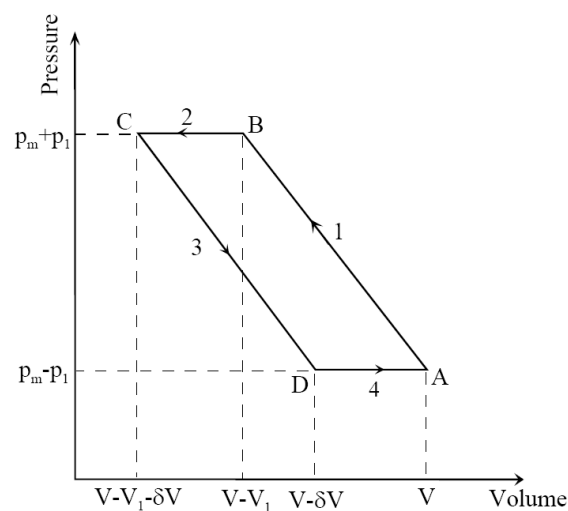


Figura 3.9 – Diagrama PV- diagrama do ciclo termoacústico da Fig. (3.4),. (Tijani, 2001)

Devido ao movimento harmônico do sinal acústico, a pressão oscilará tendendo formar um ciclo Stirling, a seguir está apresentado o gráfico da pressão com o volume e da pressão com a temperatura para esse fenômeno de acordo com Swift (1988) e Fukumoto, (2007).

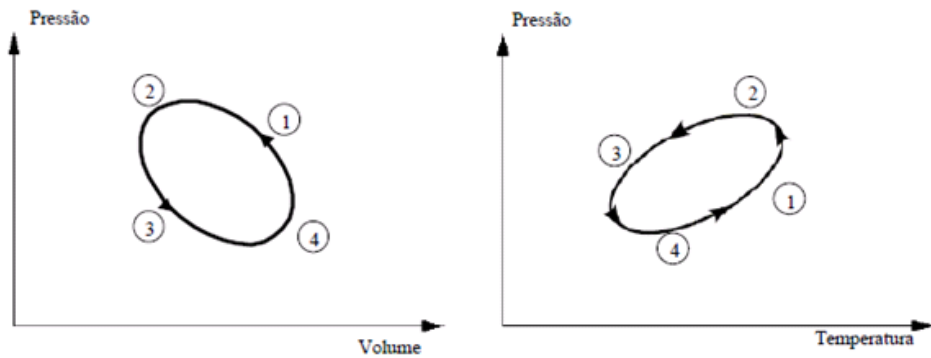


Figure 3.10 – Diagrama P-V e P-T para um ciclo termoacústico que mostra os quatro passos do refrigerador exposto anteriormente, a imagem proposta por Swift em seu livro thermoacoustic engines, 1988 (Fukumoto, 2007).

3.3 - EQUACIONAMENTOS DAS DIFERENTES ETAPAS DO PROCESSO DE REFRIGERAÇÃO ENTRE AS PLACAS:

A equação que melhor descreve o fenômeno, em sua primeira etapa na Fig.(3.4), é a equação termodinâmica de entropia que é expressa em termos da densidade, calor específico a pressão constante e a temperatura.

$$Tds = c_p dT + \frac{T}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p dp = 0 \quad (3.3)$$

Onde “s” é a entropia específica, ρ é a densidade, c_p é o calor específico isobárico por unidade de massa, p é a pressão e T é a temperatura absoluta.

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.4)$$

$$T_1 = \left(\frac{T\beta}{\rho_m c_p} \right) P_1 \quad (3.5)$$

Sabendo-se que o coeficiente de expansão volumétrica isobárica do gás β , refere-se à variação da densidade com a temperatura como mostrado na Eq.(3.4), a formulação da energia fica resumida como mostrado na Eq. (3.5).

O gradiente de temperatura existente nesta parte do sistema é descrito matematicamente por meio de uma equação, como se mostra a seguir, tendo em seus componentes a temperatura de oscilação do fluido, bem como a temperatura existente devido ao deslocamento da partícula.

$$\delta T = 2T_1 - 2x_1 \Delta T_m \quad (3.6)$$

A variação do volume de uma parcela de fluido no interior das pilhas pode ser escrita dependente somente da variação da temperatura e do coeficiente de expansão volumétrico. Dessa forma, tem-se:

$$\delta V = (\beta V_m) \delta T \quad (3.7)$$

Na segunda etapa, ocorre uma transferência térmica que pode ser descrita utilizando a equação a seguir:

$$\delta Q \approx mc_p \delta T \quad (3.8)$$

A equação acima apresenta o fluxo de calor em termos de massa, calor específico e gradiente de temperatura.

Portanto, na realidade o sistema funciona com uma simples alteração no deslocamento do fluido em uma seqüência de movimentos consecutivos compreendido entre compressões e expansões. Desta maneira, as etapas 3 e 4, apresentam o mesmo equacionamento, e assim a variação na pressão gera conseqüentemente uma variação na temperatura.

3.4 – PILHAS REGENERADORAS:

De acordo com a Fig. (3.4) nota-se que o escoamento apresenta uma amplificação da pressão e uma diferença térmica entre as extremidades das pilhas. Estas podem apresentar diferentes configurações: placas, retângulos, dutos: circulares ou colméia; como mostrado na Fig. (3.11).

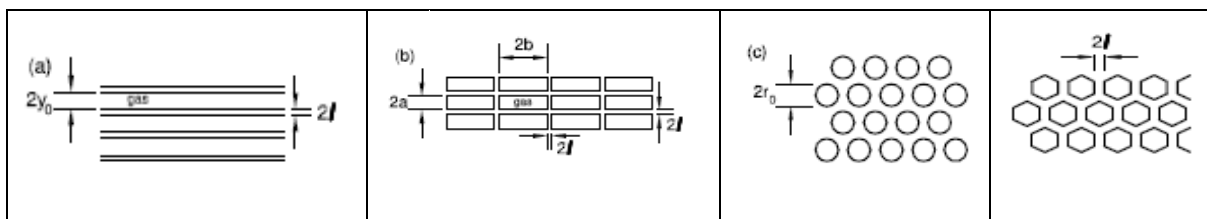


Figura 3.11 – Geometria das pilhas (Ward, et al., 2007).

Em 2002, M.E.H., J.C.H., & Waele, realizou estudo com três tipos diferentes de pilhas regeneradoras: placas paralelas, cilindros, e pinos. A comparação entre eles, é feita a partir da profundidade da penetração térmica e do raio hidráulico.



Figura 3.12 – Imagem do meio poroso constituído por pinos (Tu, et al., 2003)

Em 2003 Tu, et al, realizou comparações experimentais entre as geometrias de pinos e placas, e a distância entre a região porosa do trocador de calor frio. Assim, mostrou que a geometria de pinos apresentou o melhor desempenho para uma distancia de 0,05m do trocador de calor frio, como mostra a Fig. (3.13).

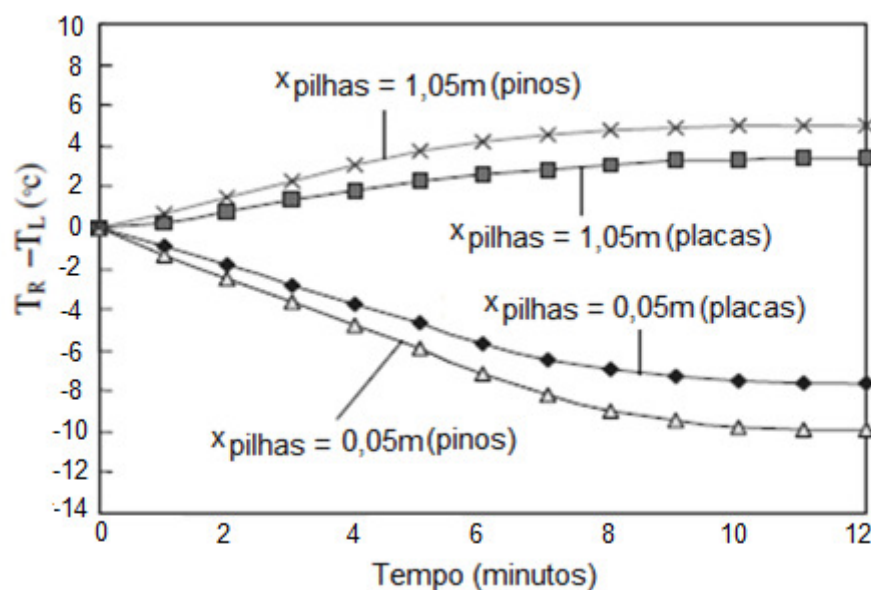


Figura 3.13 – Medida das diferenças de temperatura gerada através das placas e dos pin-array. (Tu, et al., 2003).

3.5 – OTIMIZAÇÃO DAS PILHAS REGENERADORAS:

A fim de melhorar o desempenho do refrigerador é necessária a realização da otimização das pilhas regeneradoras. Assim utiliza-se dos seguintes parâmetros, x_s (distância do metade central do meio poroso à parte final do refrigerador) e L_s (comprimento da região porosa), como mostra na Fig. 3.14.

Os parâmetros mencionados anteriormente podem ser obtidos a partir da utilização das equações presentes na Tab.3.1.

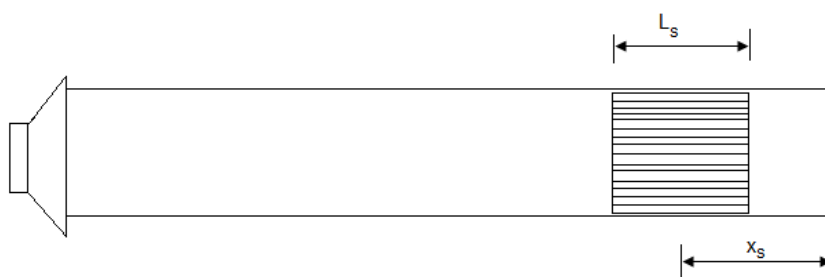


Figura 3.14 – Comprimento da pilha L_s e o posicionamento da pilha x_s da extremidade oposta a entrada do sinal de pressão à metade do comprimento da pilha.

Tabela 3.1 – Parâmetros das pilhas regeneradoras.

Parâmetros das pilhas	
Comprimento normalizado	$L_{sn} = kL_s$
Posição normalizada	$x_n = kx$
Porosidade	$B = \frac{y_0}{(y_0 + 1)}$

Tijiane (2002) desenvolveu estudos que relaciona o comprimento do regenerador com o posicionamento do mesmo no interior do refrigerador, de maneira a obter o melhor COP. Para isso, Tijiane normaliza os parâmetros da região porosa, utilizando da Tab.(3.1), obtendo o gráfico da Fig.(3.15).

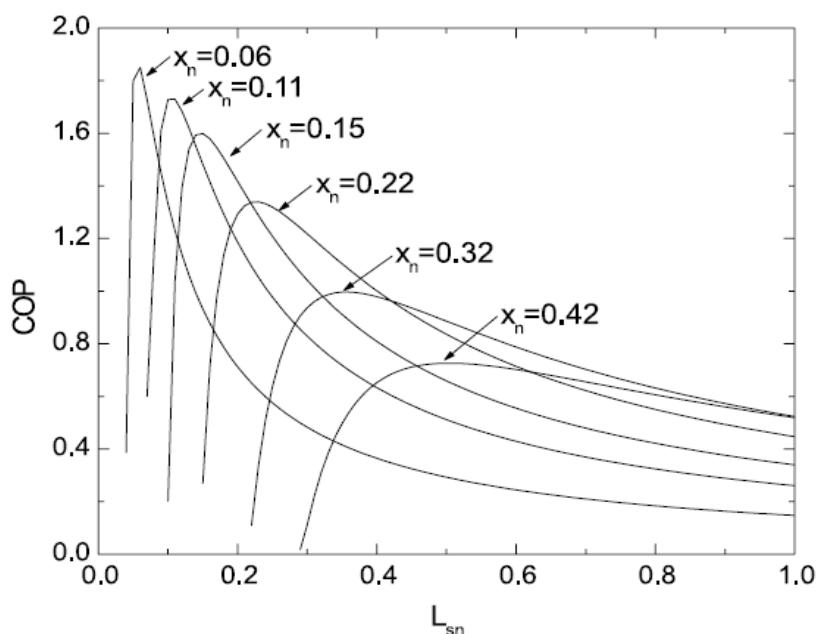


Figura 3.15 – Cálculo do desempenho para as pilhas em função do comprimento normalizado e da normalização da posição centro da pilha (Tijani, et al., 2002).

A figura 3.15 foi obtida por Tijiane (2002), considerando, um eixo x_n normalizado para o regenerador, onde $x_n = 0$ corresponde à posição do alto-falante e $x_n = 1$ é a posição final

do tubo e que o comprimento normalizado L_{sn} possui a mesma proporção que a relação da posição normal com a posição normalizada, ou seja, $L_{sn}/L_s = x_n/x$, Tijani obteve as curvas do COP em função desse comprimento normalizado e da posição normalizada do centro do regenerador apresentadas na Fig. 3.14. Segundo o autor, o comportamento dessas curvas pode ser explicado pelas perdas por atrito viscoso.

A partir da Fig. 3.14 é possível verificar que um regenerador muito próximo do alto-falante deve ter um comprimento muito pequeno, e que eventuais pequenos erros de posicionamento e/ou dimensionamento podem levar a quedas abruptas do coeficiente de eficácia. Além disso, as partículas das extremidades do tubo não se deslocam tanto quanto as do centro do refrigerador de meia-onda, e por isso de nada adianta variar a temperatura da partícula se esta não se desloca, pois este deslocamento da partícula é um dos fundamentos da termoacústica, (citado por, Fukumoto, 2007).

Assim, Tijani (2002) recomenda que seja escolhida a posição normalizada $x_n = 0,22$, que propicia valor relativamente alto de COP ($\sim 1,2$) sem o inconveniente de um decaimento acentuado. De acordo com Tijani, para essa posição normalizada o regenerador deverá ter um comprimento normalizado de $L_{sn} = 0,23$. É importante destacar que, em função da simetria de um refrigerador de meia-onda, o regenerador pode ficar tanto próximo do alto-falante como no final da outra extremidade (Fukumoto, 2007).

Capítulo IV

ESTUDO DO EQUACIONAMENTO DO FENÔMENO TERMOACÚSTICO

A vibração das moléculas produz gradiente de temperatura, que já era conhecido por mais de centenas de anos, e atualmente esse processo está em grande evidência para os pesquisadores, devido à vantagem de auxiliar no aproveitamento da vibração, para geração de outras fontes de energia.

Mas recentemente, esse aproveitamento energético em estudo está voltado para a área de conforto térmico denominado de termo-acústica, sendo os primeiros estudos realizados por Rott e seus parceiros que modelaram matematicamente o fenômeno, e posteriormente revisado por Swift, e publicados em seu livro *Thermoacoustic engines* em 1988.

Neste capítulo será apresentado o equacionamento termoacústico, como sugerido por Rott, o qual poderá ser encontrado nas bibliografias citadas. Para isso este capítulo baseia-se na dissertação de Hassan Tijiani, (2006) e no livro de Swift (1988).

4.1 - TEORIA GERAL DA TERMOACÚSTICA:

No capítulo três foi explicado como ocorre fisicamente o fenômeno termoacústico proposto por Rott, no presente capítulo será equacionado o fenômeno utilizando de

equações de conhecimento geral da mecânica dos fluidos e a transferência de calor e massa, aplicando a elas propriedades de pressão e velocidade para essas equações.

Para demonstração analítica da termoacústico é necessário o uso de uma teoria denominada “Teoria Linear”, a qual despreza da existência de fenômenos de segunda ordem tanto da mecânica dos fluidos quanto acústicos, esses fenômenos são a turbulência, para o primeiro, e para a segunda, os efeitos viscosos decorrentes da formação de ondas estacionárias; outras considerações são de grande importância como as apresentadas nos seguintes tópicos:

- A dependência da viscosidade para a temperatura é omitida, que pode ser importante para elevados gradientes de temperatura.
- O meio poroso apresenta-se rígido no sistema.
- As variáveis (temperatura, densidade, viscosidade, velocidade) oscilam com o tempo de forma harmônica e estacionária.
- A onda acústica é unidimensional, e a pressão de oscilação é constante com relação à secção transversal da estrutura

Deste modo para realizar a modelagem matemática é necessário, primeiramente, também definir o volume de controle, para, posteriormente utilizar as equações básicas da mecânica dos fluidos e transferência de calor:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \zeta + \frac{\mu}{3} \nabla(\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla e = K \nabla^2 T + \nabla \mathbf{v} \cdot \mu \Phi \quad (4.3)$$

$$e = \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + u + \rho g Z \right) \quad (4.4)$$

$$\mu \Phi = \left(2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right) \quad (4.5)$$

onde v é a velocidade do fluido, ρ é a densidade, ∇ divergente, e energias (cinética, potencial e interna), K condutividade térmica, T é a temperatura, $\mu\Phi$ é o termo referente ao tensor viscoso.

Introduzindo o termo de velocidade e pressão harmônicas, nas equações acima escritas têm-se:

- Equação da onda (Equação de Rott); a qual relaciona a pressão com gradiente de temperatura ao longo de um regenerador.
- Equação da energia descreve o fluxo de energia em sistemas termoacústico
- Equação de potência; expressa potência absorvida (refrigerador) ou produzida (prime mover) na pilha

Para iniciar o desenvolvimento matemático é necessário considerar um modelo físico para o meio poroso, o qual pode ter as geometrias apresentadas no capítulo anterior.

Este trabalho restringe-se a utilização da geometria, placa paralelas Fig. (4.1)., como as adotadas por Swift em seu livro (Thermoacoustic engines) e Tijani em sua dissertação de doutorado. Este justifica-se tomando como base as complexidades geométricas dos demais modelos, além de mostrar a segunda melhor performance térmica.

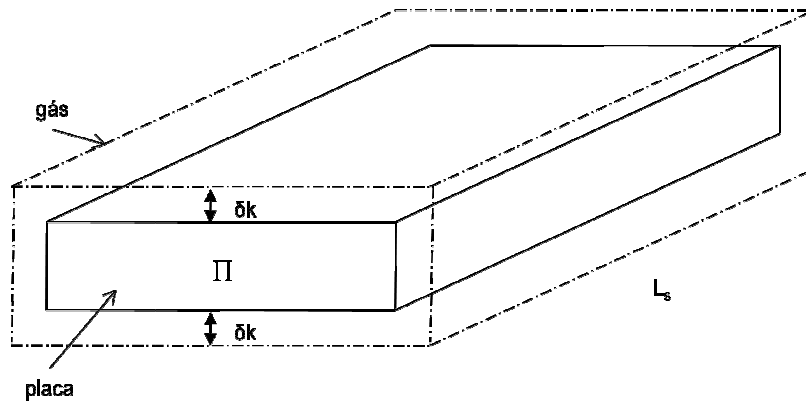


Figura 4.1- Geometria de uma parcela da pilha constando comprimento (L_s), perímetro da placa plana (Π) e a distância da camada limite térmica (δ_k) com a placa. A área do gás é $\Pi\delta_k$, e o volume total do gás é $\Pi\delta_k L_s$. (Tijani, 2001)

A Figura 4.2 apresenta duas ilustrações do meio poroso. Em (a) é definido o sentido de propagação da onda no sistema e mostra a existência de um meio poroso, este composto por placas paralelas e preenchido por fluido (gás), em seus espaços vazios, é visualizado em (b) por uma ampliação local.

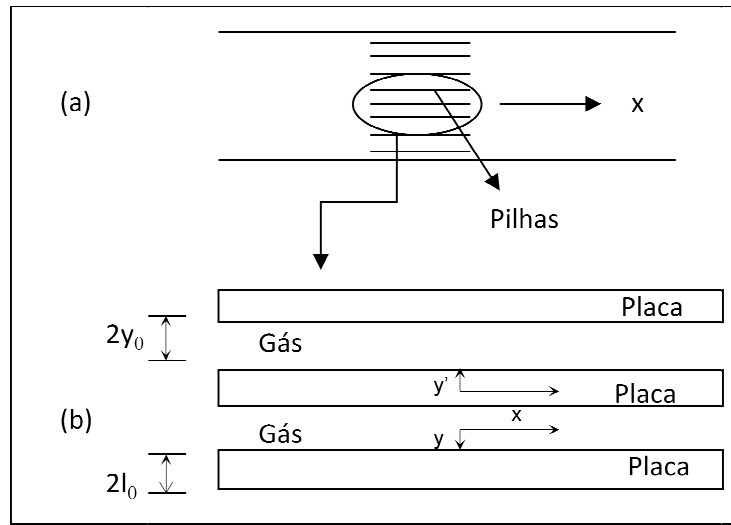


Figura 4.2- Geometria do meio poroso, placas paralelas. Onde as espessuras das placas são definidas como $2l_0$, e o espaçamento entre as placas são definidas, $2y_0$.

A imagem da ampliação do meio poroso define também dois diferentes eixos, perpendiculares ao sentido de propagação da onda, os quais detêm de sentidos contrario (y e y'). Estes permitem a definição de dois parâmetros de extrema importância para o entendimento do equacionamento do refrigerador termoacústico, isto é, espessura do meio poroso bem como o espaçamento entre eles.

No interior do meio poroso, o escoamento realiza-se com o surgimento de duas profundidades de penetração: viscosa e térmica, cujos equacionamentos são representados respectivamente por:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho_m}} \quad (4.6)$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2K}{\omega}} \quad (4.7)$$

$$K = \frac{k}{\rho_m c_p} \quad (4.8)$$

$$\sigma = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k} \right)^2 \quad (4.9)$$

onde, μ é a viscosidade estática do fluido, ρ é a densidade do fluido, K é a difusividade térmica do fluido, ω é a velocidade angular do sinal, c_p é o calor específico do fluido, e σ é o número de Prandtl.

Com relação ao que foram expostas anteriormente, as variáveis de densidade, temperatura, entropia e velocidade, por apresentarem uma oscilação no tempo, matematicamente são expressas da seguinte maneira:

$$\rho(x, y, z, t) = \rho_m(x) + \text{Re} \left[\rho_1(x, y, z) e^{i\omega t} \right] \quad (4.10)$$

$$T(x, y, z, t) = T_m(x) + \text{Re} \left[T_1(x, y, z) e^{i\omega t} \right] \quad (4.11)$$

$$s(x, y, z, t) = s_m(x) + \text{Re} \left[s_1(x, y, z) e^{i\omega t} \right] \quad (4.12)$$

$$V(x, y, z, t) = \text{Re} \left[V_1(x, y, z) e^{i\omega t} \right] \quad (4.13)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (4.14)$$

onde f é a frequência de trabalho.

As variáveis que apresentam uma dependência harmônica no tempo de " $e^{i\omega t}$ " possuem os valores médios dados pelo subscrito m . Os termos de primeira ordem na expansão dos números complexos são indicados pelo subscrito "1", sendo que esta é a menor amplitude para que ocorra o resultado esperado.

A velocidade de uma parcela de fluido sujeito a oscilação acústica, pode ser escrita a partir da Eq.(4.2), considerando: o fluido como incompressível; e a Eq.(4.12) além da pressão ser unidimensional (considera-se variação somente no eixo- x) obtém a seguinte equação.

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial x} = i\omega \rho u \quad (4.14)$$

Onde u é a velocidade do fluido na direção x .

Para a solução da EDO (Equação Diferencial Ordinária) acima apresentada temos as seguintes condições de contorno:

$$u_1(y_0)=0 \quad (4.15)$$

Como solução desta equação diferencial ordinária de segunda ordem, temos a seguinte expressão da velocidade, em termos de camada limite fluido dinâmica.

$$u_1(x, y) = \frac{i}{\omega \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) \left[1 - \frac{\cosh \left[\frac{(1+i)}{\delta_v} y \right]}{\cosh \left[\frac{(1+i)}{\delta_v} y_0 \right]} \right] \quad (4.16)$$

O equacionamento da temperatura do fluido faz uso da Eq.(4.3), realizando as simplificações apresentadas anteriormente tem-se a seguinte equação:

$$\rho_m c_p \left[i \omega T_1 + u_1 \frac{\partial T_m}{\partial x} \right] - i \omega T_m \beta P_1 = K \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (4.17)$$

Realizando a substituição da Eq.(4.16) na Eq.(4.17) tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{K'}{i \omega} \frac{d^2 T_1}{dy^2} - T_1 = \frac{1}{\omega^2 \rho_m c_p} \frac{\partial P_m}{\partial x} \frac{\partial T_m}{\partial x} \left[1 - \frac{\cosh \left((1+i) \frac{y}{\delta_v} \right)}{\cosh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_v} \right)} \right] - \\ - \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} P_1 \end{aligned} \quad (4.18)$$

onde,

$$K' = \frac{K}{\rho_m c_p} \quad (4.19)$$

Para a solução da Eq.(4.18) é necessário o conhecimento da temperatura da placa, a qual é determinada pela equação a seguir que tem sua origem na Eq.(4.3).

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \nabla^2 T_s \quad (4.20)$$

Onde o subscrito “s” faz referencia a parte sólida, portanto K_s , ρ_s e c_s , são respectivamente condutividade térmica, densidade e calor específico por unidade de massa do material da pilha.

Para a solução desta equação diferencial ordinária são necessárias duas condições de contorno, as quais se encontram escritas abaixo, onde T_1 é a temperatura de oscilação do meio fluido, T_s é a temperatura da parcela sólida no limite com o fluido, e T_b é a denominação usada por Swift para determinar essa temperatura no contato.

$$\begin{aligned} T_1(y_0) &= T_{s1}(l) = T_b \\ K \left(\frac{\partial T_1}{\partial y} \right)_{y_0} &= -K_s \left(\frac{\partial T_{s1}}{\partial y'} \right)_{l_s} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Essas condições expressam a temperatura da placa na interface com o gás. Para a determinação da temperatura na parcela sólida do meio poroso, é necessário realiza-se uma combinação da Eq.(4.21) com a condição de oscilação da temperatura no tempo, e assim pode-se concluir a seguinte equação diferencial para a temperatura do sólido.

$$i \omega t T_s = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y'^2} \quad (4.22)$$

A solução da EDO anterior apresentada acima, é a equação da temperatura nas placas das pilhas, e encontra-se expressa em função da penetração térmica no sólido, δ_s .

$$T_1 = T_b \left[\frac{\cosh \left((1+i) \frac{y}{\delta_s} \right)}{\cosh \left((1+i) \frac{L}{\delta_s} \right)} \right] \quad (4.23)$$

A partir da equação anterior e das condições apresentadas em (4.21) obtém a variável T_b como,

$$T_b = \frac{\varepsilon_s}{(1-\varepsilon_s)} \left[\frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} P_1 + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{\partial T_m}{\partial x} \left(\frac{\partial P_m}{\partial x} \right) \frac{1}{(\sigma-1)} \left(1 - \frac{f_v}{\sigma f_k} \right) \right] \quad (4.24)$$

onde a temperatura T_b é apresentada em função de variáveis denominadas por funções de Rott, as quais são mostradas a seguir:

$$f_v = \frac{\tanh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_v} \right)}{(1+i) \frac{y_0}{\delta_v}} \quad (4.25)$$

$$f_k = \frac{\tanh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right)}{(1+i) \frac{y_0}{\delta_k}} \quad (4.26)$$

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{K \rho_m c_p} \tanh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right)}{\sqrt{K_s \rho_m c_p} \tanh \left((1+i) \frac{l}{\delta_s} \right)} \quad (4.27)$$

As funções expressas nas Eq. (4.25), (4.26), (4.27) representam respectivamente a função de dissipação viscosa, função de dissipação térmica, e função que relaciona o termo condutivo do fluido à placa.

Com o auxílio das funções acima expressas e da temperatura da placa no contato fluido-placa, juntamente com a aplicação das condições de contorno mencionadas em (4.21) tem-se a equação do perfil temperatura do fluido devido à ação da pressão acústica.

$$T_1 = \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} P_1 - \frac{1}{\omega^2 \rho_m} \frac{\partial P_m}{\partial x} \frac{\partial T_m}{\partial x} \left[1 - \frac{\sigma \cosh \left((1+i) \frac{y}{\delta_v} \right)}{(\sigma-1) \cosh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_v} \right)} \right] -$$

$$- \left[\frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} P_1 + \frac{\frac{\partial P_m}{\partial x} \frac{\partial T_m}{\partial x}}{(\sigma-1) \omega^2 \rho_m} \left(1 + \frac{\varepsilon_s f_v}{f_k} \right) \right] \frac{\cosh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right)}{(1+\varepsilon_s)^* \cosh \left((1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right)}$$
(4.28)

A equação da onda determinada por Rott's é mostrada a seguir, e se origina na Eq.(4.1).

$$i \omega \rho_1 + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_m u_1) + \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0$$
(4.29)

Utilizando a Eq.(4.14) na equação anterior obtém-se:

$$-\omega^2 \rho_1 - \frac{d^2 P_1}{dx^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + i \omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0$$
(4.30)

Para auxiliar a resolução da Eq.(4.29), usa-se a equação de estado para a densidade, como mostrado abaixo:

$$\rho_1 = \rho_m \beta T_1 + \left(\frac{\gamma}{a^2} \right) P_1$$
(4.31)

onde γ é a razão isobárica para o calor específico, e a velocidade adiabática do som é representada por "a". Realizando manipulações algébricas na Eq.(4.30) com Eq.(4.31) tem-se:

$$\omega^2 \rho_m \beta T_1 - \frac{d^2 P_1}{dx^2} - \frac{\omega}{a^2} \gamma P_1 + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + i \omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0$$
(4.32)

A equação da onda de Rott pode ser obtida por meio de manipulações algébricas das Eq.(4.16) com Eq.(4.28) para as variáveis de temperatura e velocidade de oscilação na Eq.(4.32), e integrando na direção “y” de 0 à y_0 , tem-se a seguinte equação da onda:

$$\left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \varepsilon_s)} f_k \right] p_1 + \frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left[\frac{(1 - f_v)}{\rho_m} \frac{dP_1}{dx} \right] + \frac{a^2}{\omega^2} \frac{(f_k - f_v)}{(\sigma - 1)(1 - \varepsilon_s)} \beta \frac{dT_m}{dx} \frac{dP_1}{dx} = 0 \quad (4.33)$$

Outra equação que relaciona a termodinâmica com a acústica é a equação da potência. A equação da onda acima escrita apresenta-se em função dos gradientes da amplitude da pressão de oscilação e da temperatura principal, e leva em conta as propriedades físicas dos materiais e a geometria do sólido. Para o caso de um gás ideal e $\varepsilon_s=0$, este resultado foi primeiramente obtido por Rott.

Acústica média $d\dot{W}$, como mostrada por Tijiani em sua dissertação, é a diferencial entre a potência média acústica, em $x+dx$ e x , assim:

$$d\dot{W} = A_g \overline{\langle P_1 u_1 \rangle}_{x+dx} - A_g \overline{\langle P_1 u_1 \rangle}_x \quad (4.34)$$

onde os termos que apresentam a linha sobre escrita, representam em tempo médio, e os colchetes $\langle \rangle$, indicam uma média na direção “y” e A_g é a seção transversal da área do gás dentro das pilhas. Realizando uma expansão em série de Taylor para o primeiro termo da Eq. (4.34), onde a pressão é independente em “y” permitindo que a equação anterior apresente-se da seguinte maneira:

$$d\dot{W} = A_g \left[\frac{d\overline{\langle P_1 u_1 \rangle}}{dx} dx \right] \quad (4.35)$$

Na equação anterior, o denominador da equação representa uma multiplicação de duas componentes complexas, P_1 e u_1 e pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\overline{P_1 \langle u_1 \rangle} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[p_1 \langle u_1^* \rangle \right] \quad (4.36)$$

onde a estrela representa o conjugado complexo e $\text{Re} [\]$ a parte real. Retomando a Eq.(4.35) e desenvolvendo a derivada em seu interior, aplicando simultaneamente a Eq.(4.36), tem-se:

$$d\dot{W} = \frac{1}{2} \text{Re} A_s \left[p_1 \frac{d \langle u_1^* \rangle}{dx} + \langle u_1^* \rangle \frac{dP_1}{dx} \right] dx \quad (4.37)$$

Para resolver a equação anterior, é necessário o conhecimento do gradiente de pressão e de velocidade, e o primeiro é obtido pela Eq. (4.16), como se segue:

$$\langle u_1 \rangle = \frac{i}{\rho_m \omega} \frac{dp_1}{dx} (1 - f_v) \quad (4.38)$$

Reorganizando a Eq.(4.38) tem-se:

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{i \rho_m \omega \langle u_1 \rangle}{(1 - f_v)} \quad (4.39)$$

Realizando uma comparação entre o segundo termo da equação da onda de Rott com a Eq.(4.39) tem-se a seguinte expressão, apresenta em função da derivada da velocidade

$$\frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left[\frac{(1 - f_v)}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right] = \frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left(-i \omega \langle u_1 \rangle \right) \quad (4.40)$$

Aplicando a Eq.(4.40) na Eq.(4.33) denota-se a seguinte expressão da diferencial da velocidade em “x”:

$$\begin{aligned} \frac{d \langle u_1 \rangle}{dx} = & \frac{-i \omega}{\rho_m a^2} \left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \varepsilon_s)} f_k \right] p_1 + \\ & + \frac{(j_k - f_v)}{(1 - \sigma)(1 + \varepsilon_s)(1 - f_v)} \beta \frac{dT_m}{dx} \langle u_1 \rangle \end{aligned} \quad (4.41)$$

A equação da potência acústica média pode ser reescrita a partir do uso das Eq.(4.41), Eq.(4.39), na Eq.(4.37), da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{W}_2}{dx} = & -\frac{1}{2} A_g \omega \left(\frac{\rho_m \operatorname{Im}(-f_v)}{|1-f_v|^2} \left| \langle u_1 \rangle \right|^2 + \frac{(\gamma-1) \operatorname{Im}(-f_k)}{\rho_m a^2 (1+\varepsilon_s)} \left| p_1 \right|^2 \right) \\ & + \frac{1}{2} A_g \omega \left(\frac{\beta}{\omega (1-\sigma) (1+\varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Re} \left(\frac{(f_k^* - f_v^*)}{(1-f_v^*)} p_1 \langle u_1^* \rangle \right) \right) \end{aligned} \quad (4.42)$$

A Equação (4.42) apresenta a potência na pilha, por unidade de comprimento, tal potência pode ser interpretada como, potencia produzida ou absorvida, é importante notar que o subscrito “2” na expressão anterior representa o efeito de segunda ordem do fenômeno devido ao produto da oscilação da pressão e velocidade.

Na equação (4.42) os dois primeiros termos referem-se à dissipação viscosa e térmica respectivamente, enquanto o terceiro termo, o qual contém o gradiente de temperatura dT_m/dx é o termo que remete ao fenômeno termoacústico, sendo que dependendo da sua magnitude pode absorver ou produzir potencia acústica, refrigerador ou motor respectivamente.

Para desenvolver a equação de fluxo de energia em um tempo médio, ao longo do comprimento de refrigerador, usam-se as seguintes considerações:

- Refrigerador isolado termicamente com exceção dos trocadores de calor,
- Trabalho realizado no alto-falante.

A equação origem, de fluxo de energia, está apresentada em Eq.(4.3), e a seguir mostra-se tal equação com algumas simplificações.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + \rho u \right) = -\nabla \left[\rho v \left(\frac{1}{2} v^2 + h \right) - K \nabla T + v \mu \Phi \right] \quad (4.43)$$

Sendo que o termo vv^2 de terceira ordem, será omitido, assim realiza-se a integral dos termos restantes em $y=0$ à $y=y_0$ para um tempo médio, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^{y_0} \overline{\rho u h} dy - \int_0^{y_0} K \frac{\partial T}{\partial x} dy - \int_0^l \overline{K_s} \frac{\partial T_s}{\partial x} dy' - \int_0^{y_0} \overline{v \mu \Phi} dy \right] = 0 \quad (4.44)$$

Os valores no interior dos colchetes denotam a o fluxo de energia médio por unidade de perímetro, $\dot{E}_2/\Pi$ ao longo do comprimento.

$$\frac{\dot{E}_2}{\Pi} = \int_0^{y_0} \overline{\rho u h} dy - \int_0^{y_0} K \frac{\partial T}{\partial x} dy - \int_0^l \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' - \int_0^{y_0} \overline{\nu \mu \Phi} dy \quad (4.45)$$

Para a solução do termo da primeira integral usam-se as aproximações presente em (4.9)-(4.12), assim o primeiro termo reduz a:

$$\overline{\rho u h} \cong \rho_m \overline{h_m u_1} + \rho_m \overline{h_m u_2} + \overline{h_m u_1 \rho_1} + \rho_m \overline{u_1 h_1} \quad (4.46)$$

O primeiro termo é zero, pois $u_1=0$, e a integral do segundo e terceiro termo na equação anterior somam para zero porque o fluxo médio de segunda ordem tende a zero.

$$\rho_m \overline{h_m u_1} + \rho_m \overline{h_m u_2} \cong 0 \quad (4.47)$$

Deste modo se usar a seguinte expressão termodinâmica tem-se:

$$dh = T ds + \frac{dp}{\rho} = c_p dT + \left(\frac{1}{\rho} \right) (1 - \beta T) dp \quad (4.48)$$

Na Eq.(4.45) para as, segunda e terceira integrais tem-se que ambas se apresente da seguinte maneira:

$$- \int_0^{y_0} K \frac{\partial T}{\partial x} dy - \int_0^l \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' = - \left(y_0 K + l K_s \right) \frac{dT_m}{dx} \quad (4.49)$$

O termo viscoso na Eq.(4.45), o qual se apresenta com maior ordem, é produzido pelo termo. $y_0 \mu u_1 / \lambda$ Entretanto, sabendo que $p_1 u_1 \cong \rho_m a u_1^2$, portanto, muito menor que 1, tem-se que essa última integral pode ser omitida. Assim a Eq.(4.45) torna-se

$$\frac{\dot{E}_2}{\Pi} = \int_0^{y_0} \left[c_p \rho_m \overline{T_1 u_1} + (1 - \beta T_m) \overline{p_1 u_1} \right] dy - (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (4.50)$$

O subscrito “2” como já explicado implica em efeitos de segunda ordem na acústica. A fim de determinar a potencia é necessário utilizar da Eq.(4.16) e Eq.(4.28) para a velocidade e temperatura, e realizar a integral presente na Eq.(4.50), assim tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{E}_2 = \frac{A_g}{2} \operatorname{Re} \left[p_1 \langle u_1^* \rangle \left(1 - \frac{\beta T_m (f_k - f_v^*)}{(1 - \sigma)(1 + \varepsilon_s)(1 + f_v^*)} \right) \right] + \\ + \frac{A_g \rho_m c_p}{2 \omega (1 - \sigma)} \frac{|\langle u_1 \rangle|^2}{|1 - f_v|^2} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Im} \left[f_v^* + \frac{(f_k - f_v^*) \left(1 + \frac{\varepsilon_s f_v}{f_k} \right)}{(1 + \varepsilon_s)(1 + \sigma)} \right] - \\ - \left[A_g K + A_g K_s \right] \frac{dT_m}{dx} \end{aligned} \quad (4.51)$$

onde A_g é a secção transversal da área do material da pilha. Este importante resultado representa o fluxo de energia ao longo da direção “x” (direção da onda) em função de $T_m(x)$, $P_1(x)$, propriedades do material e geometria. Deve-se ressaltar que o pioneiro a demonstrar tal resultado para um gás ideal e pilhas ideais, onde $\varepsilon = 0$, foi Rott

Como se pode ver pela Eq. (4.51), a energia fluxo consiste em três: o primeiro termo em $\overline{p_1 u_1}$ é a potência acústica, o segundo termo $\overline{T_1 u_1}$ é o fluxo de hidrodinâmico da temperatura, e o termo final é simplesmente a condução de calor entre gás e o material da pilha.

Capítulo V

MODELAGEM NUMÉRICA

Neste capítulo apresenta-se a modelagem numérica para um refrigerador termoacústico, com o objetivo de estudar o comportamento estrutural do mesmo quando submetido a uma banda de frequência e assim realizar uma análise modal e uma análise harmônica do mesmo.

Além disso, esse capítulo consta de um estudo relativo à parte térmica e fluidodinâmica do refrigerador, tanto em regime transiente quanto em regime permanente. Para atingir esse objetivo fez uso de dois diferentes softwares: DeltaEc, que resolve o problema de forma segmentada em regime permanente, sendo específico para problemas termoacústicos, e Ansys® (Multiphysics e CFX), que resolve o problema de modo contínuo, transiente.

5.1 – ANÁLISES ESTRUTURAIS

Nesta seção será apresentada duas análises estruturais: modal e harmônica, em dois softwares distintos, Ansys® utilizando como configuração de um refrigerador termoacústico para a geometria apresentada na Fig. (5.1), e DeltaEc utilizando a configuração do refrigerador apresentado em Fig.(5.2). Esta parte utiliza-se de dois softwares, pois, o primeiro a rigidez do sistema é imposto pela geometria, enquanto no DeltaEc a rigidez é considerada infinita

A análise estrutural realizada no Ansys ® foi possível através do estudo dos modos de vibrar da estrutura, e das frequências naturais, enquanto no DeltaEc o resultado estrutural obtido são as frequências naturais do sistema.

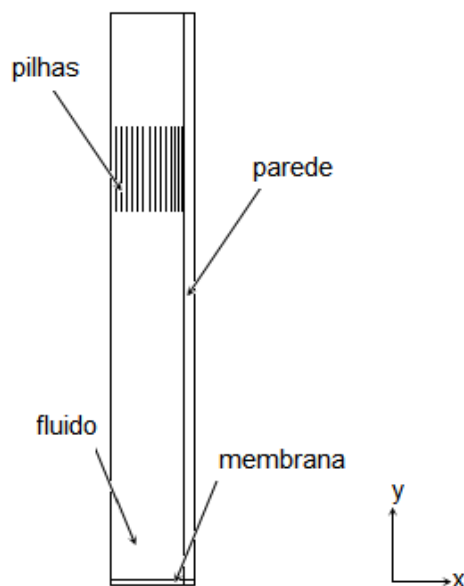


Figura 5.1 – Modelo numérico realizado para a solução estrutural com acoplamento fluido-estrutura, em elementos finitos.

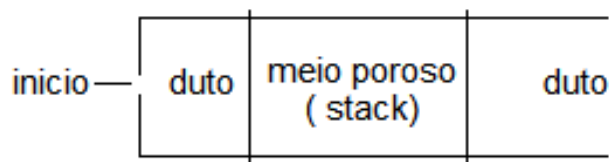


Figura 5.2 – Modelo numérico realizado para a solução estrutural no software DeltaEc.

5.1.1 - Elementos finitos:

O método de elementos finitos é um método aproximado de cálculo de sistema contínuos, na qual a estrutura, ou seja, componente mecânico ou de forma geral o corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes (os elementos), conectados entre si por intermédio de pontos discretos que são chamados de nós.

A montagem de Elementos, que constitui o modelo matemático, tem o seu comportamento especificado por um número finito de parâmetros. Em particular, nos problemas de análise estrutural os parâmetros são os deslocamentos nodais, que são as incógnitas do problema.

Apesar de o MEF ser atualmente associado às aplicações estruturais como análise linear de estrutura, vibrações livres e forçadas, análise não linear envolvendo grandes deflexões e grandes deformações, e outros. Podem ser aplicadas a outras áreas de engenharia como: transferência de calor, mecânica dos fluidos, ondas eletromagnéticas. (ALVES, 2006)

Desta maneira existe diferentes problema, os quais são classificados pela Metodologia Elementos Finitos (FEM) como:

- Problemas de equilíbrio,
- Problemas de autovalores,
- Problemas de propagação.

O primeiro não considera o tempo como uma variável, ou seja, opera em regime de estática, como exemplos podem-se citar: problemas estruturais, problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor quando se trata de regime permanente.

No segundo caso, os problemas apresentam equações lineares homogêneas para a solução, os problemas mais comuns são de vibrações de materiais sólidos e fluidos, e flambagem de estrutura.

No terceiro caso são problemas que se caracteriza por um regime transiente, onde mais se aplica na determinação do movimento de sistemas estruturais submetidos a cargas de impacto e determinação de distribuições de temperatura geradas por fluxos de calor variáveis.

A análise estrutural do refrigerador termoacústico compõe-se de duas análises diferentes: uma análise modal, e uma análise harmônica. Estes cálculos realizados pelo Ansys® permitem o conhecimento dos modos de vibrar e as respectivas frequências, além das frequências naturais do sistema, levando em conta o recipiente em que o fluido se encontra e a existência de um meio poroso em seu interior, realizando interação fluido-estrutura.

Na tabela 5.1 apresenta as dimensões do refrigerador que será simulado, usando MEF, DeltaEc e CFX. Essas dimensões levaram em conta o modelo experimental, que será apresentado no capítulo seguinte.

Tabela 5.1 – Dimensões do refrigerador utilizado.

Diâmetro	22 mm
Comprimento do tubo	295 mm
Comprimento do meio poroso	35 mm
Espessura das placas	0,23 mm
Espaçamento entre as placas	0,3 mm
Espessura da parede do tubo	2,0 mm

5.1.2 – Tipo de elemento

Os elementos utilizados para a simulação foram: ‘Fluid29’, e ‘Plane42’, o primeiro pode ser utilizado para simulações com propagação de ondas acústica, pois utiliza a equação da onda em 2-D além de possibilitar um acoplamento com o segundo elemento, ‘Plane42’, elemento que permite a modelagem de estruturas sólida que pode ser utilizado com: plano ou assimétrico.

O elemento ‘Fluid29’ é formado por um conjunto de quatro nós, e apresenta como graus de liberdades as variáveis, de deslocamento na direção “x” e “y”, e pressão. Os parâmetros de entrada são: densidade, velocidade do som, e índice de refletividade. Na geometria do processo, este elemento modelou o fluido e realizou a interface fluido-estrutura.

O elemento ‘Plane42’ é definido por quatro nós tendo dois graus de liberdade os quais são deslocamento translação nodal na direção “x” e “y”, os parâmetros de entrada são: módulo de elasticidade do material, o coeficiente de Poisson, densidade. Este elemento compõe toda a estrutura, pilha e paredes do todo refrigerador.

5.1.3 – Malha:

Devido á porosidade existente no interior, a geometria do refrigerador foi construída utilizando de retângulos, na espessura das placas (0,23 mm) e da distância entre elas (0,30 mm). Deste modo a malha utilizada para o desenvolvimento deste trabalho foi retangular por todo o refrigerador, contendo 33176 elementos.

5.1.4 – Condições de contorno:

As condições de contorno utilizadas para realizar uma análise estrutural do refrigerador são mostradas a seguir:

- Condição de engastado,
- Condição interação.
- Condição de axi-simetria,

A Figura (5.3) apresenta a geometria utilizada para a simulação em 2-D em elementos finitos, ficando evidente o tipo de malha utilizada, malha estruturada, bem como a localização de cada condição de contorno e a localização de cada elemento utilizado

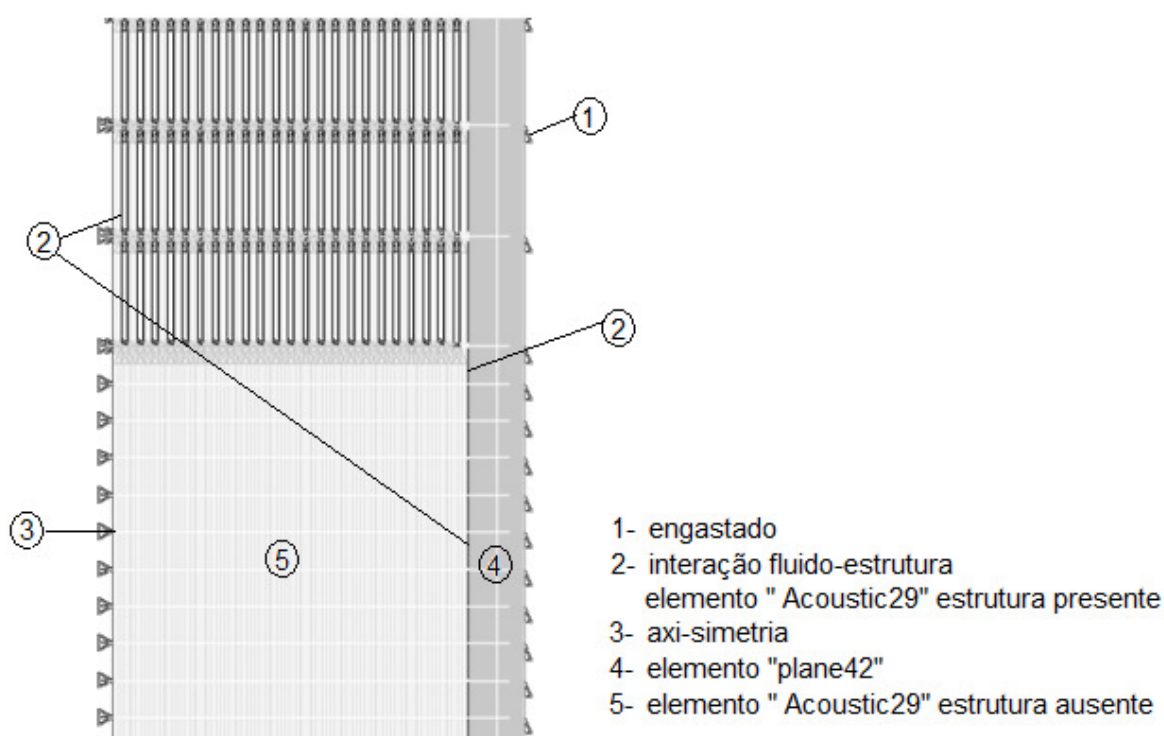


Figura 5.3 – Geometria 2-D, utilizada para a simulação em elementos finitos.

5.1.5 – Solução:

A solução da parcela estrutural (modal, e harmônica) desta dissertação esta apresentada na seguinte figura.

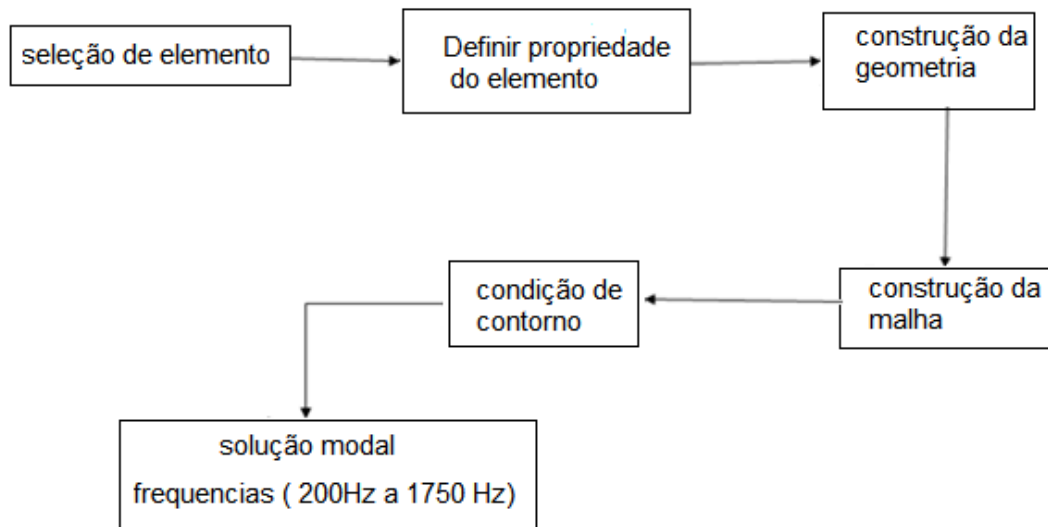


Figura 5.3 - Esquema de algoritmo utilizado para a resolução da análise modal, no Software Ansys®, para uma banda de frequência de 200 a 1750 Hz.

A solução realizada para a análise harmônica foi realizada posteriormente à modal utilizando da mesma geometria e malha, a modificação encontra-se na aplicação de uma carga unitária na porção inferior da membrana, esta carga tem como objetivo mostrar as frequências harmônicas do sistema, em uma banda de frequência de 200 a 1750 Hz.

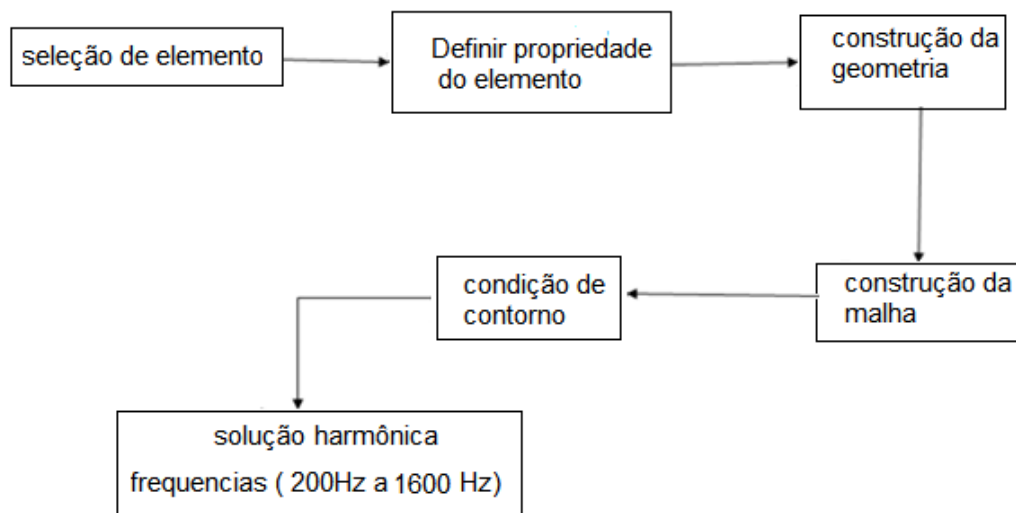


Figura 5.4 – Esquema de algoritmo utilizado pelo Ansys® para a solução harmônica do sistema.

5.1.6 – Resultados:

Nesta subseção serão apresentados os resultados estruturais para a variação do meio poroso no interior do tubo ressonante.

Primeiramente, são mostrados os resultados para um tubo com ausência de um meio poroso, e a seguir, serão mostrados os resultados com a introdução do meio poroso além da modificação da posição do mesmo.

Devido à análise modal fornecer as regiões de alta e baixa pressão do refrigerador, portanto permiti localizar as melhores posições para a porosidade, nas freqüências de ressonância, assim a configuração da pressão ao longo do refrigerador apresenta-se parecidos mesmo com a introdução da porosidade, modificando somente a freqüência de ressonância (devido à elevação da rigidez). Por isso será mostrado somente os modos de vibrar para o tubo com ausência da região poros.

A Figura 5.5 apresenta os modos de vibrar para o refrigerador, para uma análise entre 200 Hz a 1750 Hz.

O primeiro modo apresenta um comprimento de $\frac{1}{4}$ da onda de pressão no interior do refrigerador, mostrando que para a freqüência de 290 Hz a porosidade pode-se ter uma região porosa, que deve ficar localizada o mais próximo da fonte sonora.

Na freqüência de 842 Hz ocorre o segundo modo de vibrar do sistema, assim a pressão no interior do refrigerador apresenta uma configuração de $\frac{3}{4}$ do comprimento da onda de pressão, concluindo que se pode ter para essa freqüência três regiões porosas, localizadas onde a pressão apresenta o seu máximo ou o seu mínimo.

Para a freqüência de 1392 Hz a pressão no interior do refrigerador apresenta um o comprimento de $\frac{5}{4}$ do comprimento da onda de pressão, assim para essa freqüência pode-se ter cinco regiões porosas ao longo do comprimento do refrigerador.

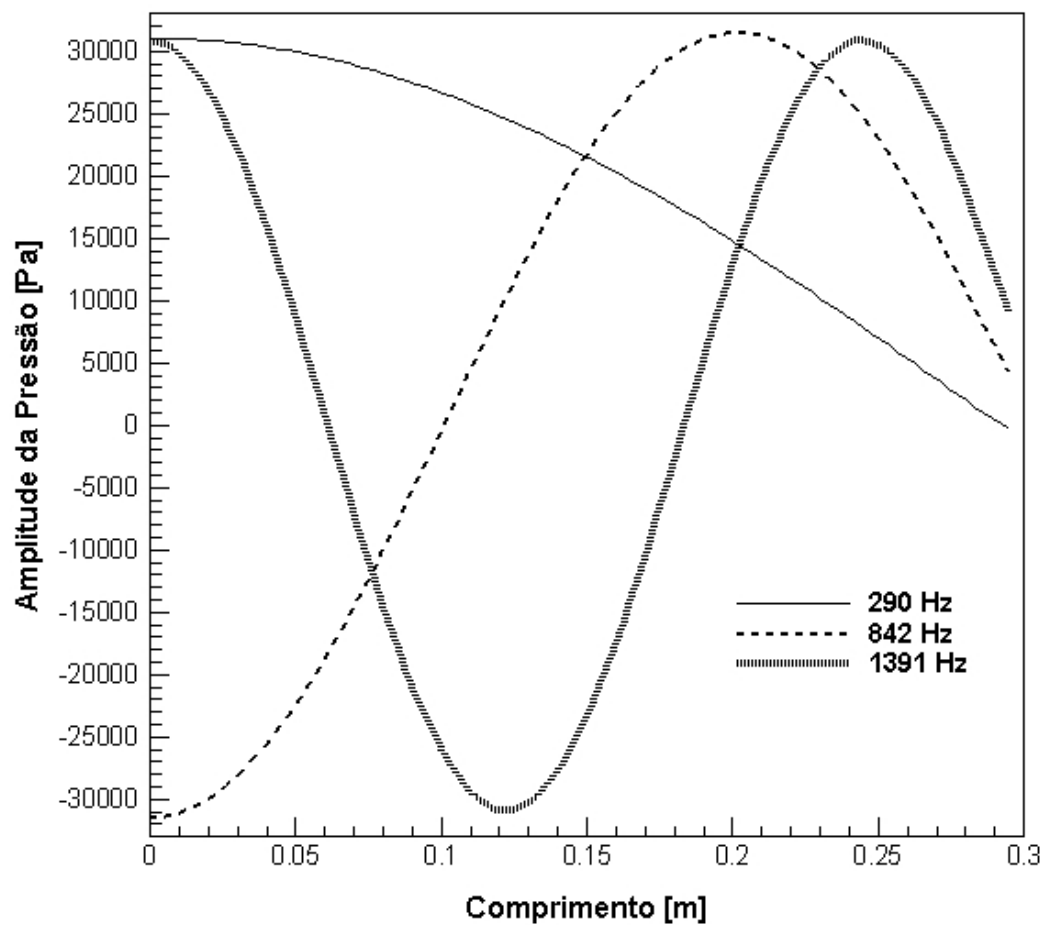


Figura 5.5 – Modos de vibrar e suas respectivas frequências para estrutura tubo de vidro fechado em uma das extremidades, com um fluido (ar) em seu interior.

A Figura 5.6 representa a resposta em frequência do refrigerador com ausência do meio poroso, para uma banda de frequência de 200 a 1600 Hz. Pode ser notado que a existência de três frequências nas quais o sistema apresenta uma amplitude mais elevada; com os valores de aproximadamente: 290 Hz, 846 Hz e 1390 Hz.

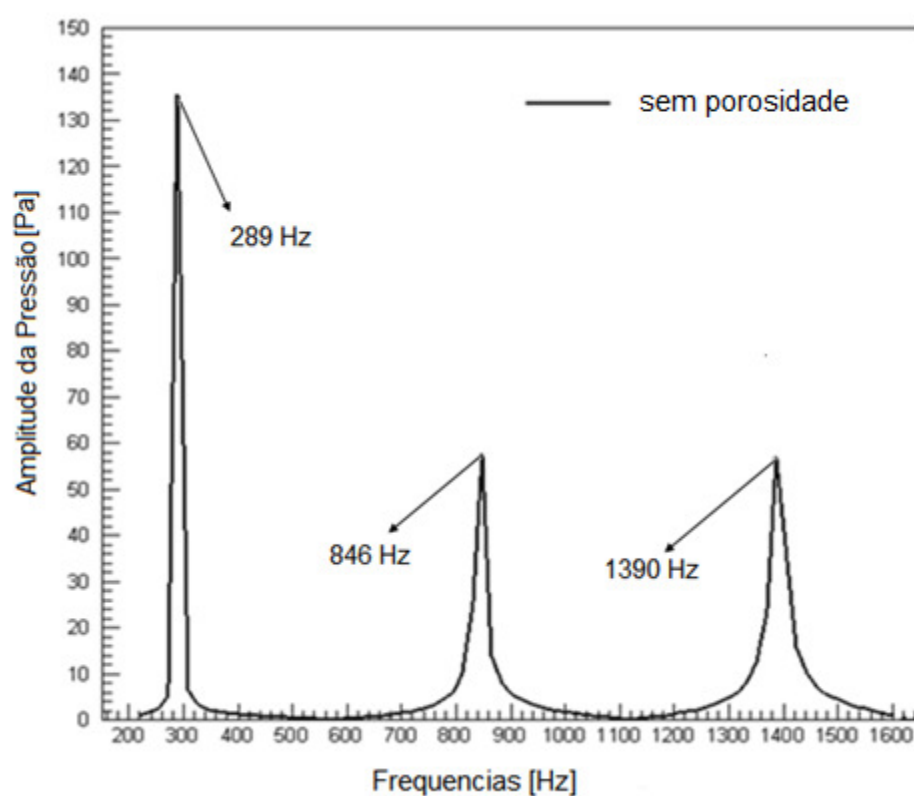


Figura 5.6 – Resposta em frequência para o sistema na ausência do meio poroso.

Na Figura 5.7 visualiza-se as frequências de ressonância para o sistema com a porosidade localizada a uma distância de 65 mm da entrada do sinal de pressão. Nesta, a primeira frequência de ressonância ocorre em aproximadamente 650 Hz, a segunda a 1144 Hz e a terceira em 1340 Hz.

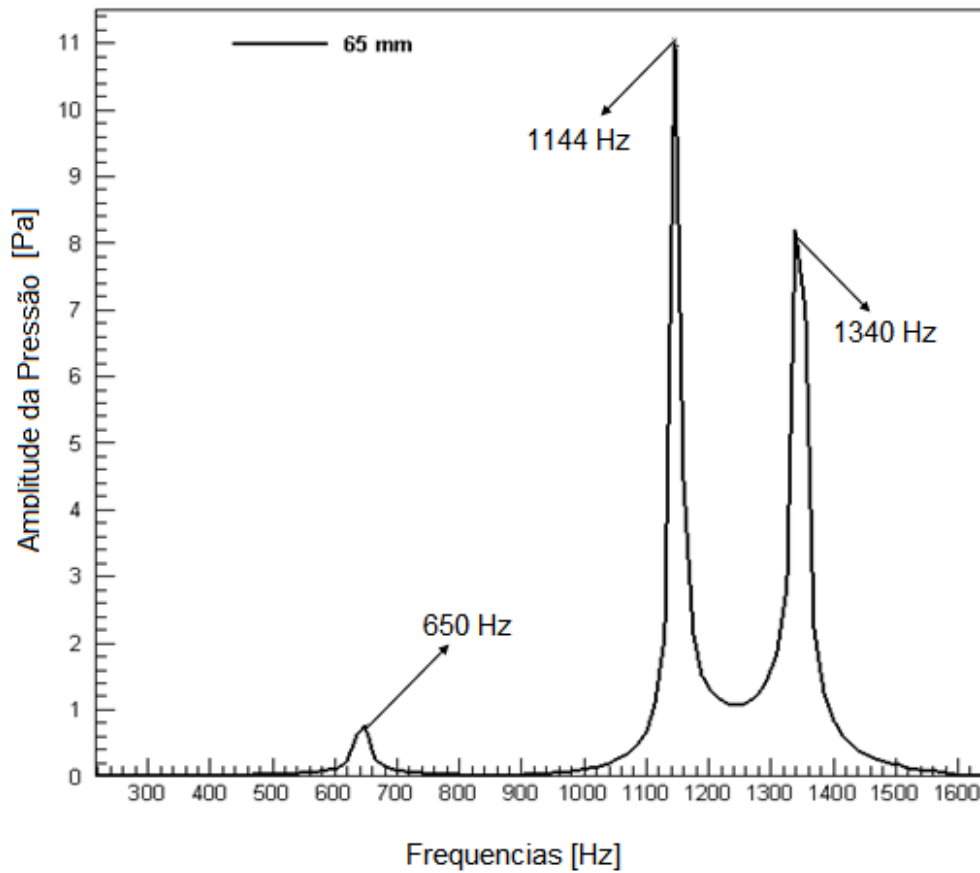


Figura 5.7 – Resposta em frequência do sistema para o meio poroso localizado a 65 mm da entrada do sinal.

A figura 5.8 apresenta a resposta em frequência para o sistema, mostrando a existência de dois harmônicos, um localizado em aproximadamente a 621 Hz o segundo 876 Hz, para a região porosa localizada a 130 mm do alto-falante.

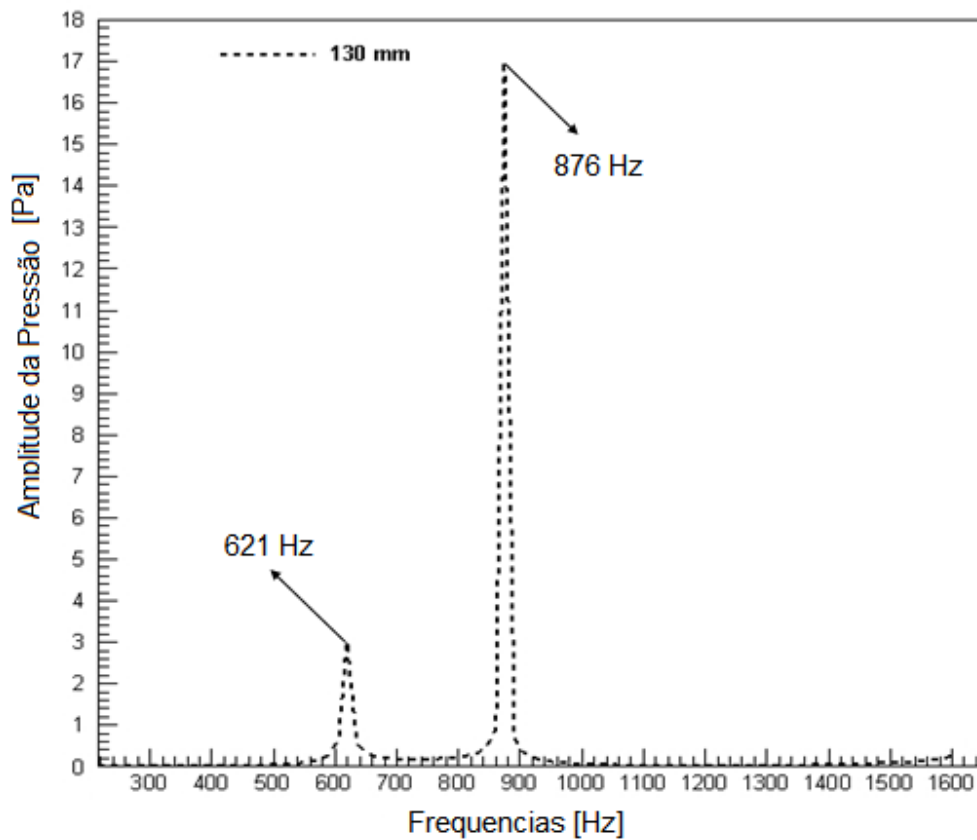


Figura 5.8 – Resposta em frequência para o sistema com a estrutura porosa localizada a uma distância de 130 mm da membrana.

A Figura 5.9 apresenta a resposta em frequência para o sistema com o meio poroso localizado a uma distancia de 235 mm da fonte sonora. Esta apresenta três diferentes frequências harmônicas, a primeira harmônica ocorre em aproximadamente 366 Hz a segunda 1067 Hz e a terceira ocorre em 1673 Hz.

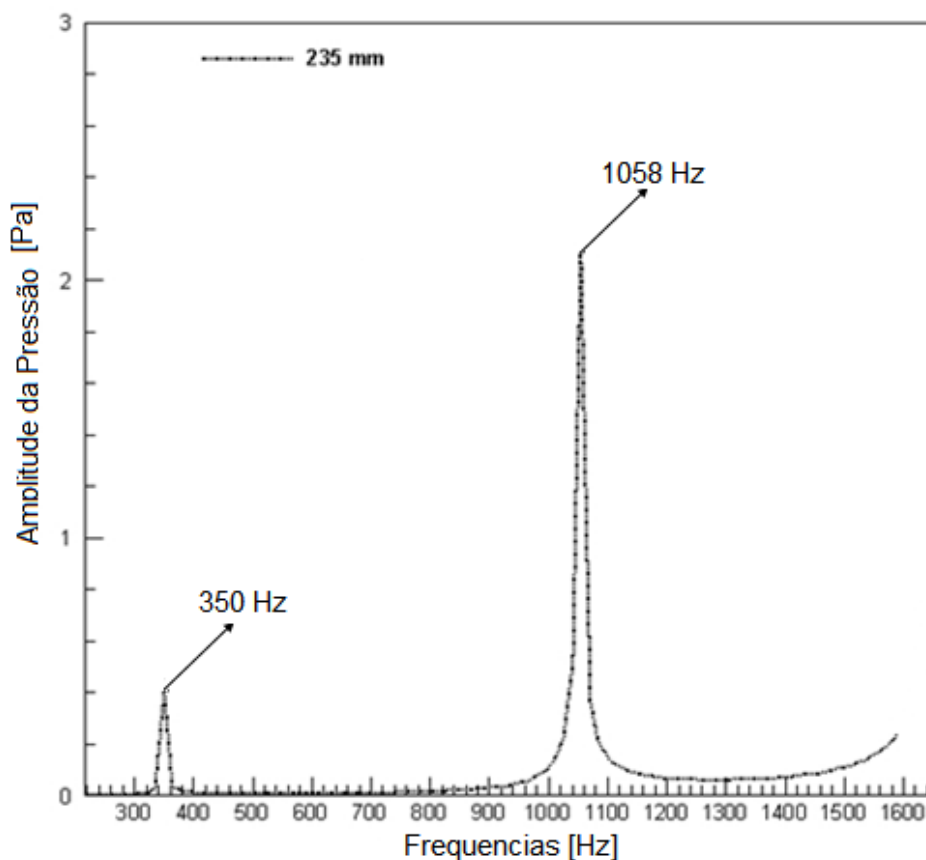


Figura 5.9 – Resposta em frequência para o refrigerador com o meio poroso localizado a uma distancia de 235 mm da fonte.

Realizando uma comparação entre as Fig. (5.6), (5.7), (5.8) e (5.9) e sabendo que o meio poroso no interior do tubo, opera como uma condição de apoio para uma viga. Assim nota-se uma modificação na frequência harmônica do sistema, de modo que quanto mais próximo é localizado o meio poroso da fonte, menor a frequência harmônica do sistema.

Isto é devido à elevação da rigidez do sistema com a modificação do meio poroso (apoio estrutural), mais próximo da fonte maior a rigidez.

A tabela 5.2 apresenta as frequências naturais do refrigerador. Observa que para a primeira frequência natural do sistema (pois a banda de frequência que será analisado a transferência de calor vai de 300 Hz a 400 Hz).

Tabela 5.2 – Frequências de ressonância para as três posições apresentadas do meio preso no interior do refrigerador

	1° ressonante [Hz]	2° ressonante [Hz]	3° ressonante [Hz]
Sem pilha	289	846	1390
Pilhas a 65 mm	650	1144	1340
Pilhas a 130 mm	621	876	-----
Pilhas a 235 mm	350	1058	-----

Como comentado anteriormente, para um refrigerador sem a pilha, nota-se uma frequência de 289 Hz, e com a introdução da porosidade em seu interior ocorre uma elevação da mesma, sendo que quanto mais próximo da fonte, maior a frequência natural, isto é, para uma análise harmônica este tipo de refrigerador aproxima-se de uma viga bi-apoiada.

5.2 - DELTAEC

Como visto nos demais capítulos, este trabalho relaciona a duas grandes áreas da engenharia mecânica: vibrações e transferência de calor. A primeira influência diretamente com o uso de um sinal harmônico no tempo, o qual gera nas variáveis: pressão e velocidade, uma oscilação em parcelas reais e imaginárias, e a partir dessas são obtidas os valores para a variável temperatura.

A fim de determinar os valores das variáveis supracitadas, a Universidade de Los Alamos - EUA, apresentou um software denominado de DeltaEc (Desing Enviornment for Low Amplitude Thermoacoustic Engines) , o qual opera a partir da integração de um conjunto composto de cinco condições de contorno ao longo do comprimento do refrigerador, em regime permanente. A seguir são apresentadas as equações utilizadas pelo mesmo para essa finalidade.

$$\frac{dP_1}{dx} = -\frac{i \omega \rho_m}{A (1 - f_v)} U_1 \quad (5.1)$$

$$\frac{du_1}{dx} = -\frac{i \omega A}{\rho_m a^2} \left[1 + \frac{(\gamma-1)}{(1+\varepsilon_s)} f_k \right] p_1 + \frac{(f_k - f_v)}{(\sigma-1)(1+\varepsilon_s)} \beta \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (5.2)$$

A temperatura e a potência total são determinadas nesse software por meio da equação da onda de Rott's, sendo que a potência total é a soma de dois termos, um deles referente ao termo de segunda ordem devido ao efeito termoacústico e o outro representa o transporte de energia para um tempo médio diferente de zero.

Devido ao software em discussão se apresentar de maneira segmentada em segmentos acústicos de dutos, pilhas e trocadores de calor; cada segmento da geometria do refrigerador apresenta uma variação de temperatura derivada da equação da energia de Rott's.

Assim a seguir apresenta-se exposto as equações da temperatura para o trecho referente ao meio poroso que será utilizado para a modelagem, onde $\dot{H}_{2,k}$ corresponde ao termo referente ao efeito termoacústico.

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H}_{2,k} - \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[P_1 \bar{U}_1 \left(1 - \frac{(f_k - \bar{f}_v)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\bar{f}_v)} \right) \right]}{\frac{\rho_m c_p |U_1|^2}{2 \omega A_{fluido} (1-\sigma) |1-\bar{f}_v|^2} \operatorname{Im} \left[\bar{f}_v + \frac{(f_k - \bar{f}_v) \left(1 + \varepsilon_s \frac{f_v}{f_k} \right)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)} \right] - A (y_0 K_{fluido} + l K_{placas})} \quad (5.4)$$

$$f_k = \frac{\tanh \left[(1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right]}{(1+i) \frac{y_0}{\delta_k}}, \quad \varepsilon_s = \left(\frac{k \rho_m c_p}{k_s \rho_s c_p} \right)^{1/2} \frac{\tanh \left[(1+i) \frac{y_0}{\delta_k} \right]}{\tanh \left[(1+i) \frac{L}{\delta_s} \right]}, \quad f_v = \frac{\tanh \left[(1+i) \frac{y_0}{\delta_v} \right]}{(1+i) \frac{y_0}{\delta_v}} \quad (5.5)$$

Acima se encontra as funções de Rott's para a geometria de placas planas paralelas, que compõe o meio poroso. O equacionamento da dissipação térmica em elemento de dutos não é computado, visto que o DeltaEc considera com se estes apresentassem-se com paredes isoladas.

A fim de determinar os valores para cada variável, o DeltaEc utiliza da continuidade de pressão, velocidade, temperatura e potencia térmica, para transferir os resultados do fim de um segmento para o início do próximo, dentro de cada segmento, que utiliza equações apropriadas, as quais são regidas por parâmetros locais, tais como área e perímetro, por

parâmetros globais, tais como frequência e média pressão, e pela evolução parâmetros como P_1 , U_1 , T_m , e H_{tot} e as propriedades do gás e sólido.

O DeltaEc apresenta duas maneiras de compor a sua solução:

- Uma quando se quer determinar quais os valores possíveis parâmetro de entrada (partindo de uma condição inicial), para isso esse programa utiliza de uma combinação das três equações de $P_1(x)$, $U_1(x)$ e T_m e de uma metodologia que denomina-se método reverso polonês, assim ajustando as possíveis solução para as variáveis (análise harmônica).
- A outra solução é quando se detém a priori de todos os parâmetros de entrada no segmento inicial, este modo de solução é mais simples (análise térmica).

Este programa pode ser usado para analisar o desempenho de um projeto termoacústico ou para um dispositivo para satisfazer algumas condições específicas. Para mais detalhes sobre o software podem ser encontrados no guia do usuário.

5.2.1 – Segmentos do modelo em DeltaEc:

O DeltaEc apresenta diferentes tipos de geometria para o desenvolvimento de um modelo numérico, para isso foi selecionado, de acordo com a necessidade os seguintes elementos: duto, porosidade, e ramificação.

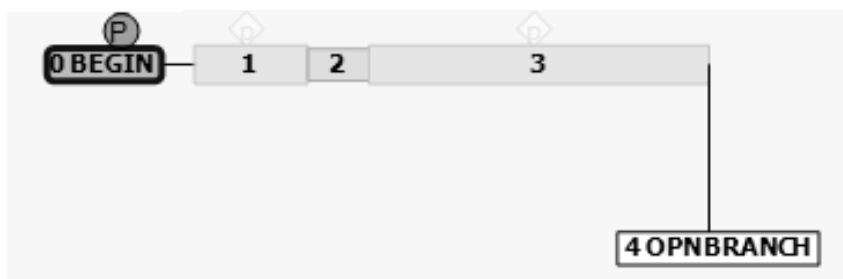


Figura 5.10 – Esquema do refrigerador termoacústico para análise em Delta Ec.

Tabela 5.3 – Identificação de cada segmento no software DeltaEc.

Segmento	Geometria
0	Condições de entrada
1	Duto
2	Estrutura porosa
3	Duto
4	Ramificação Aberta

Cada segmento apresenta como parâmetros locais:

- Área,
- Tipo de material do sólido
- Perímetro,
- Comprimento,
- Razão de porosidade (meio poroso),

No segmento de número zero, são apresentados os seguintes parâmetros globais:

- Pressão principal = $1 \cdot 10^5$ Pa,
- Frequência de oscilação = 200 Hz a 2000 Hz,
- Temperatura principal = 273,15 K ,
- Módulo da pressão de oscilação,
 - 1 Pa – para análise harmônica;
 - 3000 Pa – para análise fluido e térmico;
- Módulo da velocidade de oscilação = 0,
- Ângulos de fase para a pressão e velocidade = 90° .

O segmento 1, utiliza dos seguintes parâmetros globais:

- Área= $3.8013 \cdot 10^{-4}$ m²,
- Perímetro= $6,911 \cdot 10^{-2}$ m,
- Comprimento, (depende do posicionamento da região porosa)
 - 65 mm , 130 mm e 235 mm

O segmento 2, é o meio poroso, para o Deltaec, assim para cada tipo de estrutura porosa existente, o software necessita de diferentes parâmetros. No caso estudado como já

foi justificado nos capítulos anteriores usou-se o STAKLAB que consiste dos seguintes parâmetros:

- Área= $3.8013 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$,
- Porosidade=0,68182,
- Comprimento=35 mm
- Metade da distância entre as placas=0,15 mm,
- Metade da espessura das placas =0,115 mm,

O segmento 3, utiliza dos seguintes parâmetros globais:

- Área= $3.8013 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$,
- Perímetro= $6,911 \cdot 10^{-2} \text{ m}$,
- Comprimento, (depende do posicionamento da região porosa)
 - 195 mm , 130 mm e 25 mm

O segmento seguinte é um duto que apresenta os mesmos parâmetros para entrada, e o seguinte é a condição de ramificação aberta (OPNBRANCH).

- Parte real da impedância da ramificação aberta,
- Parte imaginária da impedância da ramificação aberta.

5.2.3 – Determinação das harmônicas do sistema:

Uma característica do DeltaEc é que este software determina as frequências harmônica do sistema. Isto é possível, pois o DeltaEC utiliza de suposições que não são limitadas às opções convencionais constituídos por partes real e imaginária da P_1 e U_1 (ou, equivalentemente, módulo e fase) na integração numérica ao longo de x . Isso permite que o DeltaEC para calcular uma frequência de ressonância, uma dimensão geométrica, uma temperatura, ou mesmo a concentração em uma mistura gasosa binária, a fim de satisfazer condições de contorno dadas. (Ward, et al., 2007)

Os harmônicos estão freqüentemente presentes em $P(t)$ e $U(t)$, mas o DeltaEC trabalha exclusivamente com os fundamentos de P_1 e U_1 : Esta limitação geralmente tem pouco impacto sobre a precisão do cálculos (Ward, et al., 2007).

5.2.4 – Condições de contorno:

As condições de contorno para essa análise são:

- Banda de frequência de 200 a 2000 Hz;

- Pressão oscilatória de 1 Pa;

Para obter a resposta em frequência para o sistema, fez-se a leitura da pressão no segmento na variável pressão.

5.2.5 – Resultados

A figura 5.11 apresenta as frequências harmônicas para o refrigerador sem a presença do meio poroso. Assim pode-se observar que o sistema apresenta três diferentes frequências com maior amplitude, aproximadamente 300 Hz, 900 Hz e 1450 Hz.

Realizando uma análise junto com a Fig. (5.6) pode-se observar que o erro entre ambas as metodologias é de entorno de 3% a 6 %, como referencia foi adotado os resultados do Ansys® devido a esta apresentar uma solução contínua e mais completa estruturalmente.

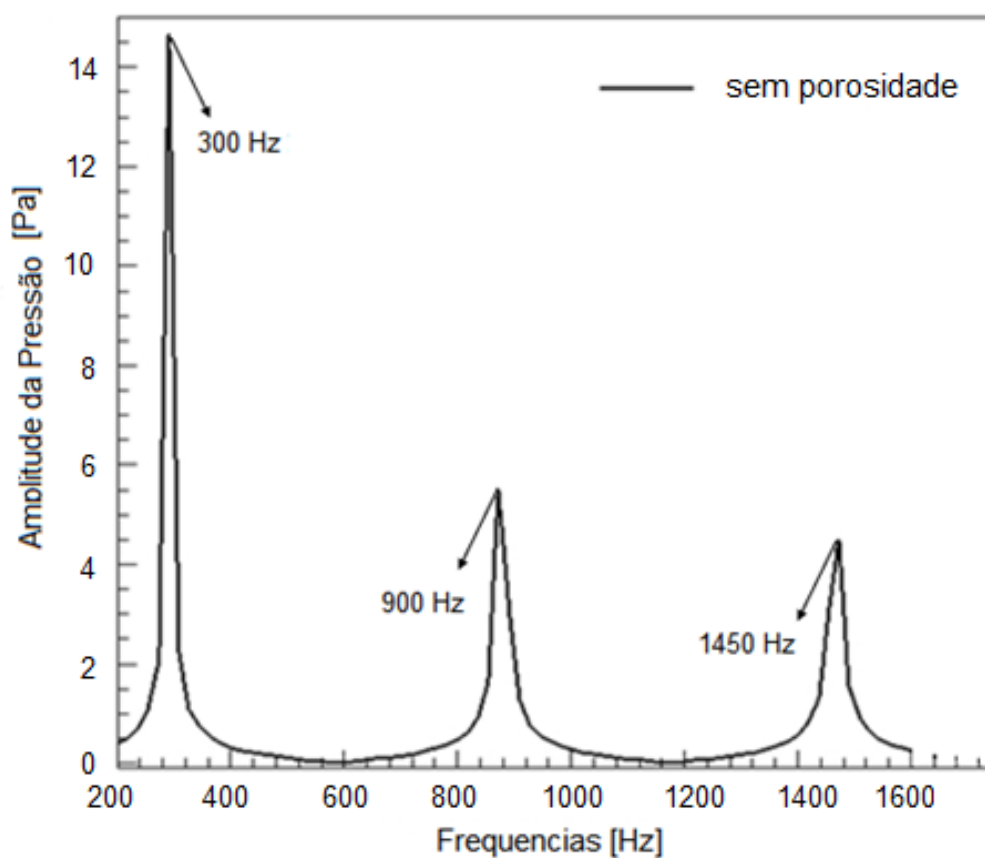


Figura 5.11 – Frequências harmônicas para o refrigerador, utilizando o software DeltaEc.

A figura 5.12 apresenta a resposta em frequência com a elevação de rigidez, por meio da introdução de uma porosidade a uma distancia de 65 mm da entrada do sinal. Assim o software DeltaEc apresenta para uma banda de frequência de 200 a 1750 Hz dois harmônicos, o primeiro ocorrendo a 638 Hz e o segundo a 1276 Hz.

Comparando a Fig. (5.7) e (5.11) observa-se que ocorre um erro máximo entre as metodologias foi de 8% na segunda harmônica. Pois o software DeltaEc realiza uma provável média entre a segunda e terceira frequência harmônica apresentada pela Fig.(5.8).

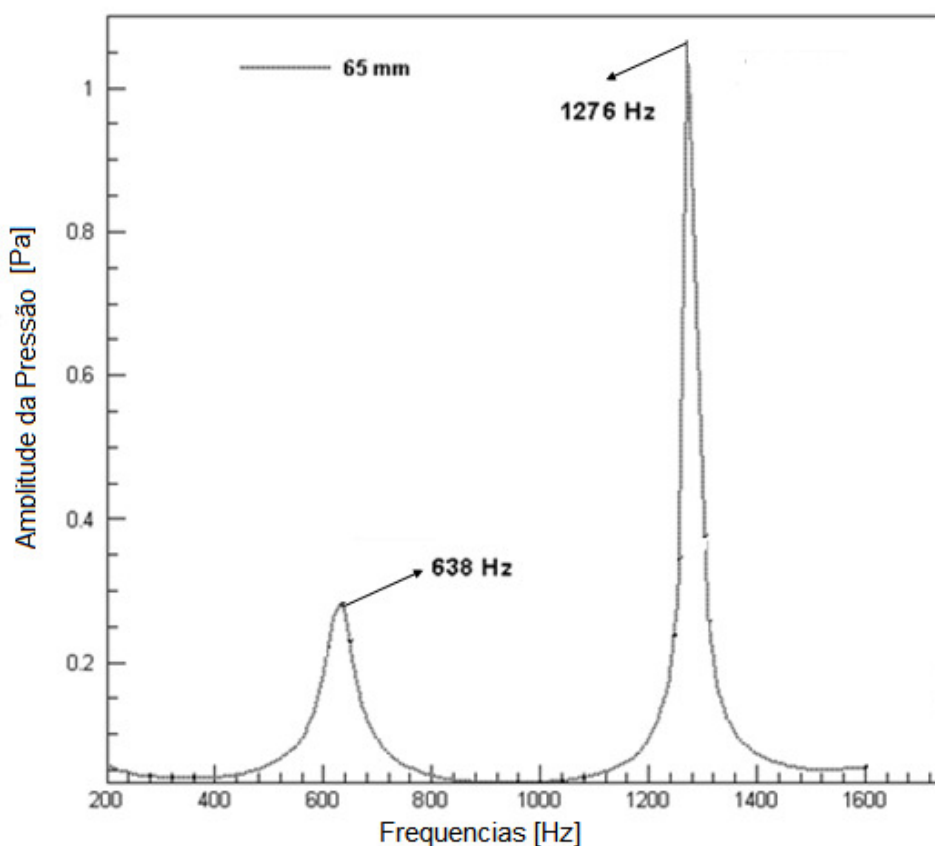


Figura 5.12 – Resposta em frequência para um sistema com a introdução de uma porosidade a uma distancia de 65 mm da entrada do sinal.

A figura 5.13 apresenta a resposta em frequência para um sistema com uma rigidez inferior ao anterior. Desta maneira observa-se a existência de dois harmônicos sendo o primeiro ocorrendo em 583 Hz, o segundo em 1075 Hz.

Analisando o gráfico anterior com o existente na Fig. (5.8) pode-se notar a existência de um erro máximo de 21 %, pois o DeltaEc por ser um software que trata o sistema físico de modo segmentado e considera que esta configuração apresenta uma rigidez infinita, a-

apresenta a segunda harmônica com um valor aproximado a de uma provável média entre a segunda e terceira frequências harmônicas do software Ansys®.

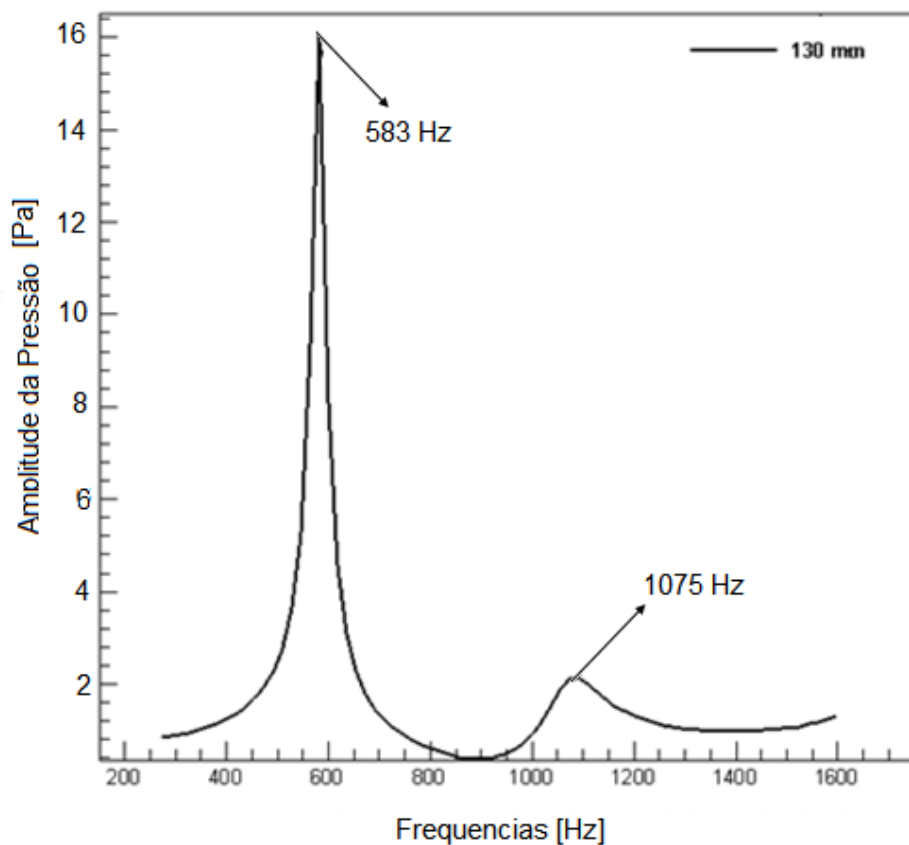


Figura 5.13 – Resposta em frequência para o sistema com o deslocamento do meio poroso para 130 mm da entrada do sinal.

Na figura 5.14 observa-se a existência de dois harmônicos, o primeiro ocorrendo em 366 Hz e o segundo a 1105 Hz. Realizando uma comparação a Fig. (5.9) nota-se a existência de erro máximo de 4 %, relativo ao resultado do Ansys®.

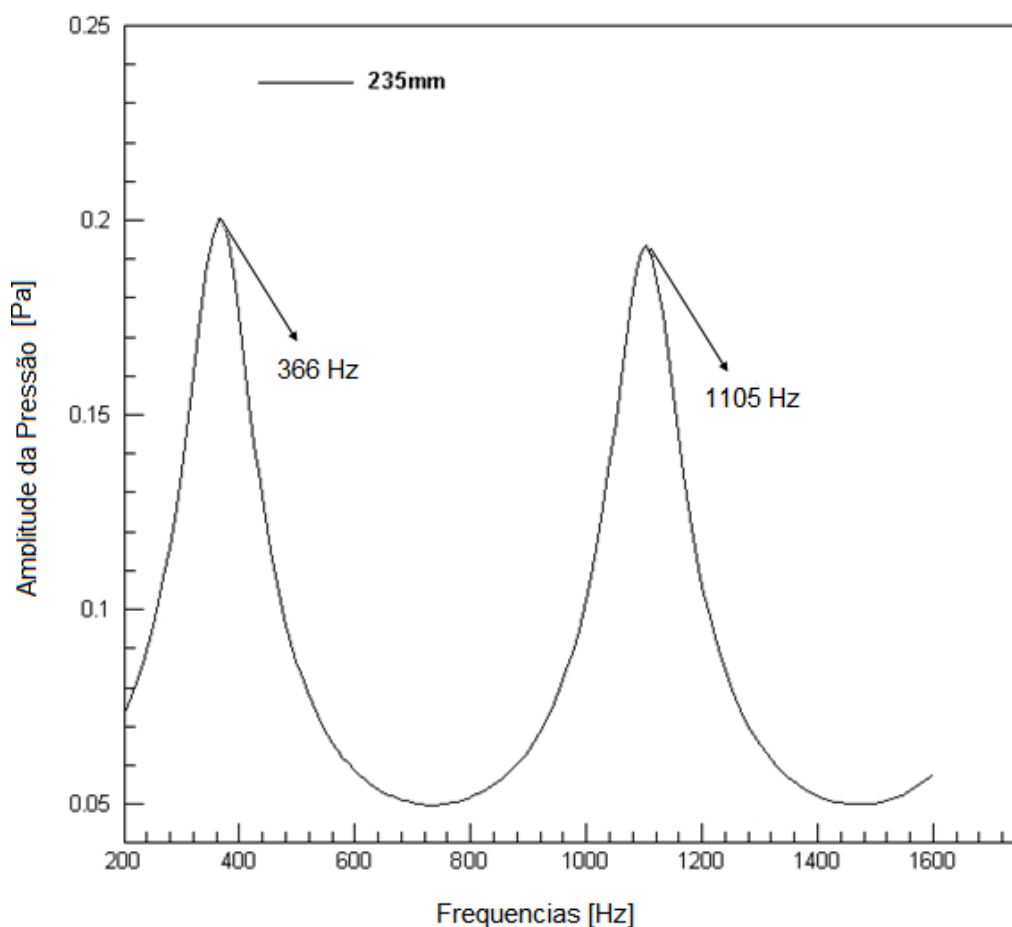


Figura 5.14 – Resposta em frequência para o sistema com o meio poroso localizado a uma distância de 235 mm da entrada do sinal.

A tabela 5.4 apresenta as frequências naturais para o sistema tanto para o Ansys® quanto para o DeltaEc, bem como a diferença entre elas.

Nota-se uma diferença pequena entre as metodologias, sendo que para uma distância de 65 mm a diferença máxima é de 8%. A maior diferença entre ambas é vista quando a porosidade está localizada a 130 mm da fonte com o valor de 21% (exatamente na segunda frequência natural), pois o DeltaEc por ser um software que não está voltado para análise estrutural calcula as frequências naturais com valores aproximados.

Tabela 5.4 – Erros relativos entre as frequências harmônicas Ansys® e DeltaEc

Meio poroso [mm]	Frequência Ansys[Hz]			Frequência DeltaEc [Hz]			Diferença [%]
65	650	1144	1340	638	1276	-	8
130	621	876	-	583	1075	-	21
235	350	1058	-	366	1105	-	4

5.2.6 – Pressão e velocidade no sistema:

A análise térmico e fluidodinâmica foi obtida no software DeltaEc, utilizando das seguintes condições de contorno:

- Banda de frequência de 300 a 400 Hz;
- Pressão oscilatória de 3000 Pa;

A Figura 5.15 detalha o comportamento da pressão com a elevação da frequência, ou seja, reduzindo o comprimento da onda. Na Fig.(5.15) (A) é apresentada a distribuição de pressão ao longo do tubo e em (B) variação da pressão relativa à frequência para a posição de 230 mm.

A Figura (A) mostra a queda da pressão ao longo do tubo e a região onde se localiza o meio poroso, posição 0,235 a 0,270 m. Nota-se também um aumento na pressão, na região final do tubo esta recuperação da pressão deve ocorrer em função da desaceleração do fluido nesta região, que deve ser mais acentuada do que a dissipação de energia imposta pelo meio poroso.

Em (B) observa-se novamente que para a posição de 230 mm antes da entrada no meio poroso, a pressão apresenta um decaimento para as frequências de 300 Hz a 360 Hz, para as frequências posteriores ocorre uma elevação na pressão, fato esse explicado pelo comprimento de onda que ultrapassa $\frac{1}{4}$ no interior do tubo, desta maneira na posição de 230 mm para frequências de 370 Hz a 400 Hz o meio poroso encontra-se em uma região de um antinodo, e com a elevação da sua frequência ocorre uma redução do comprimento de onda.

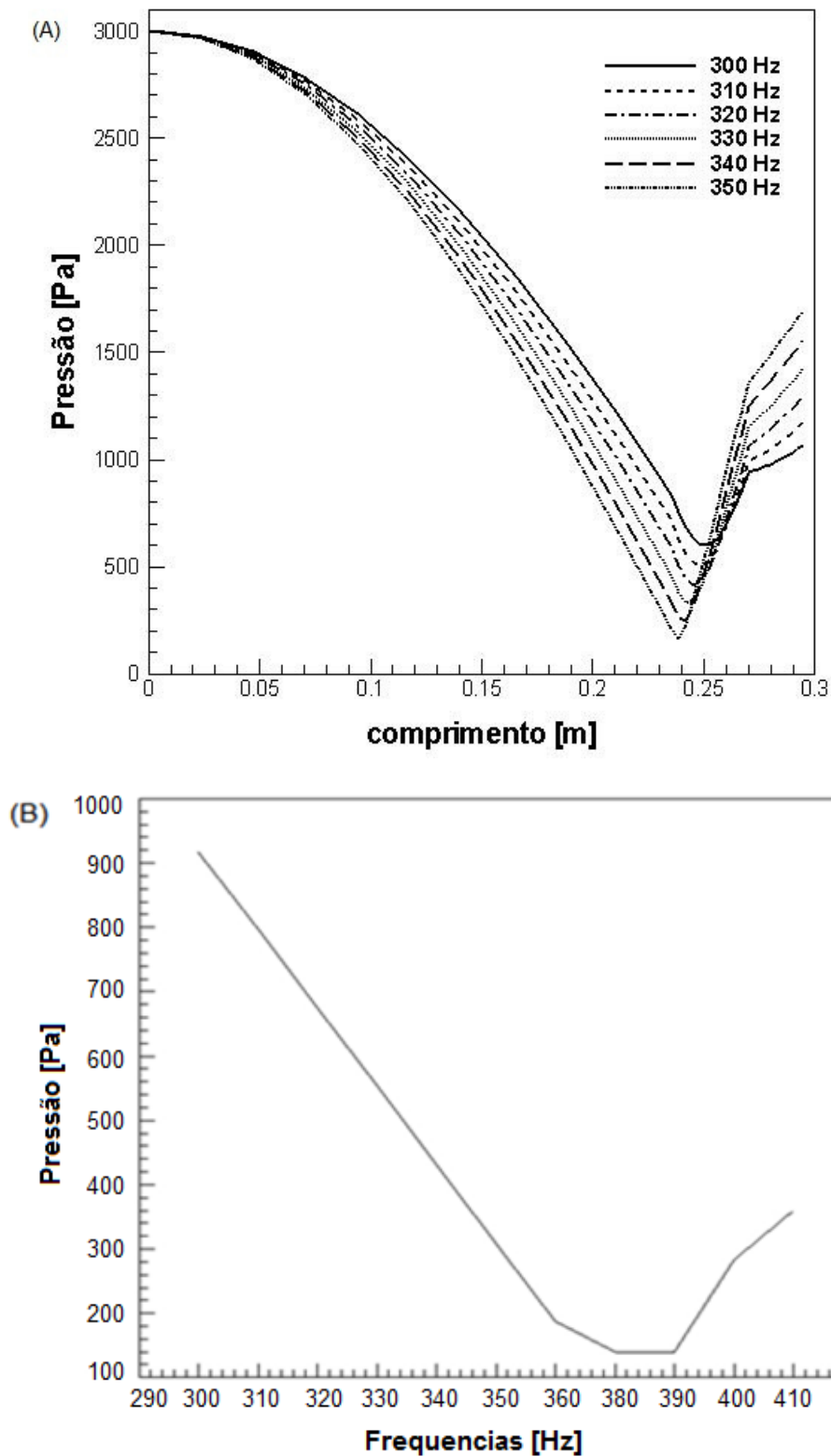


Figura 5.15 – Comportamento da pressão: (A) ao longo do comprimento do refrigerador. (B) comportamento da pressão para posição de 230 mm para frequência variando de 300 Hz a 400 Hz.

A Figura (5.16) mostra o perfil da pressão ao longo do comprimento do tubo para uma frequência de 300 Hz, dividida em parte real e imaginária. Sendo a parte real responsável por todo o efeito e a imaginária responsável pela dissipação viscosa. Fica claro a diferença de pressão existente entre o meio poroso com o valor aproximado de 1000 Pa.

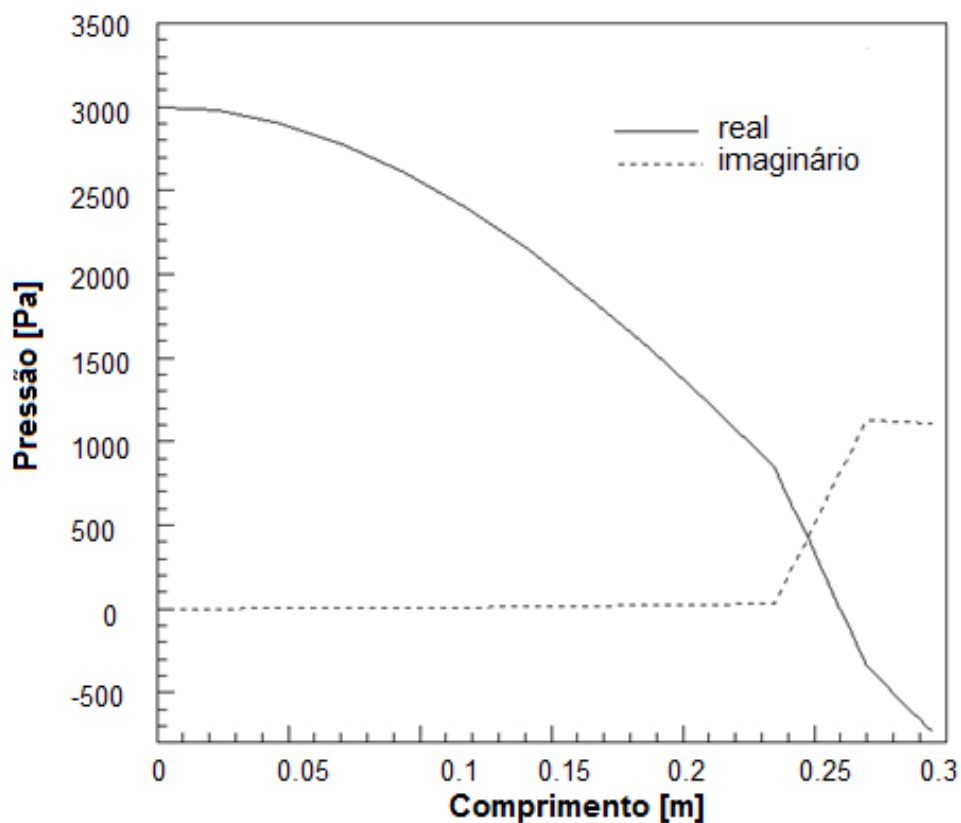


Figura 5.16 – Evolução da pressão ao longo do comprimento do tubo para a frequência de 300 Hz.

Tabela 5.5 : Freqüência e comprimentos de ondas

Freqüência	Comprimento de onda [m]	Freqüência	Comprimento de onda [m]
300 Hz	1,13 m	370 Hz	0,92 m
310 Hz	1,09 m	380 Hz	0,89 m
320 Hz	1,06 m	390 Hz	0,87 m
330 Hz	1,03 m	400 Hz	0,85 m
340 Hz	1,0 m		
350 Hz	0,97 m		
360 Hz	0,94 m		

A Figura 5.17 apresenta o comportamento da velocidade: em (A) ao longo do comprimento do refrigerador para banda de freqüência de 300 Hz a 350 Hz, em (B) para a posição de 230 mm para uma banda de 300 Hz a 400 Hz.

Em (A) a Fig. (5.17) apresenta uma velocidade crescente com o aumento da freqüência do sinal de entrada, sendo no interior do meio poroso a velocidade tem o seu maior valor, fato justificado pelo comportamento da pressão Fig. (5.15).

Em (B) a Fig. (5.17) apresenta a velocidade para a posição de 230 mm, antes da entrada no meio poroso, nota-se a elevação da velocidade com o aumento do comprimento da onda, sendo máximos 360 Hz e 370 Hz onde a pressão apresenta-se com valor mínimo Fig. (5.18).

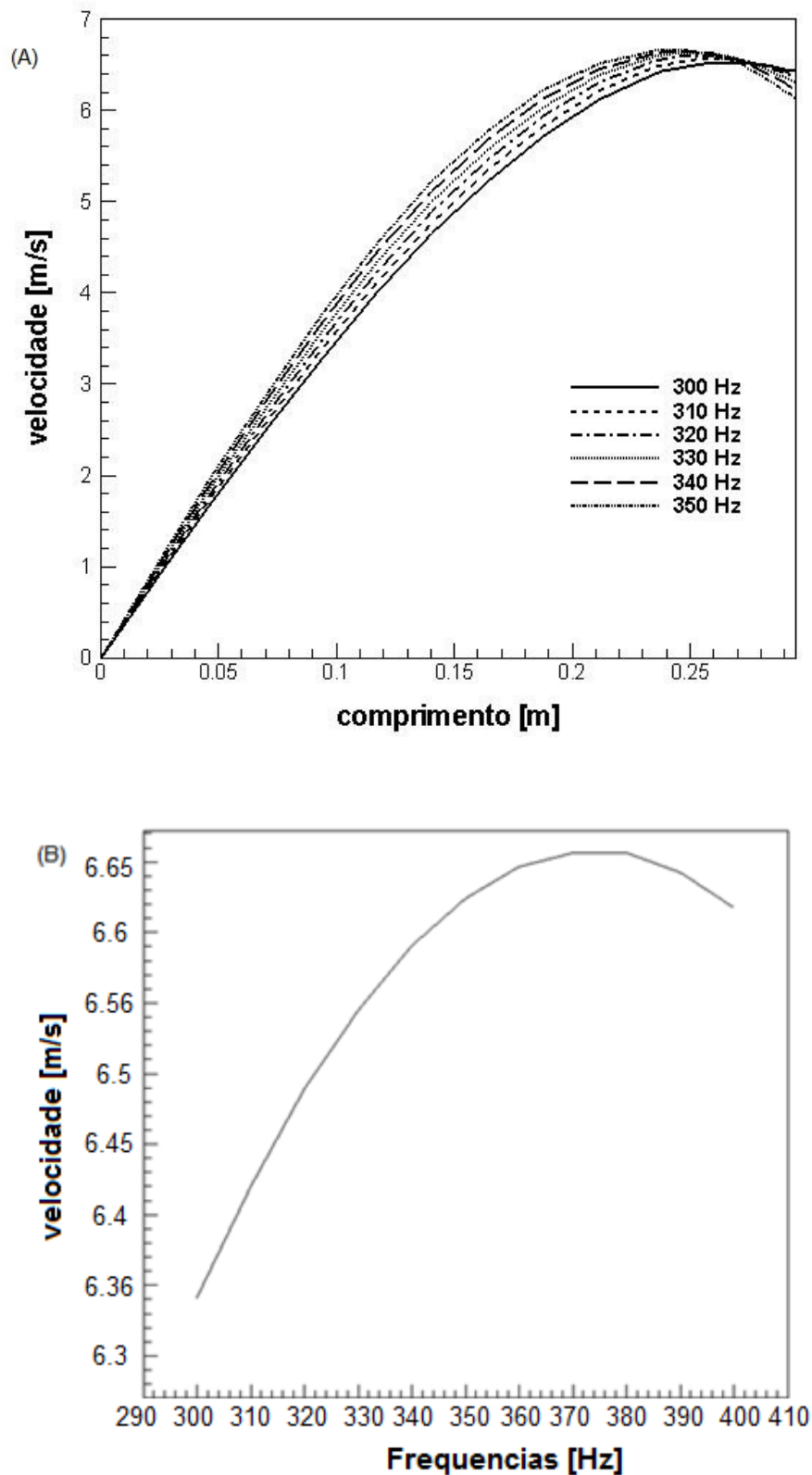
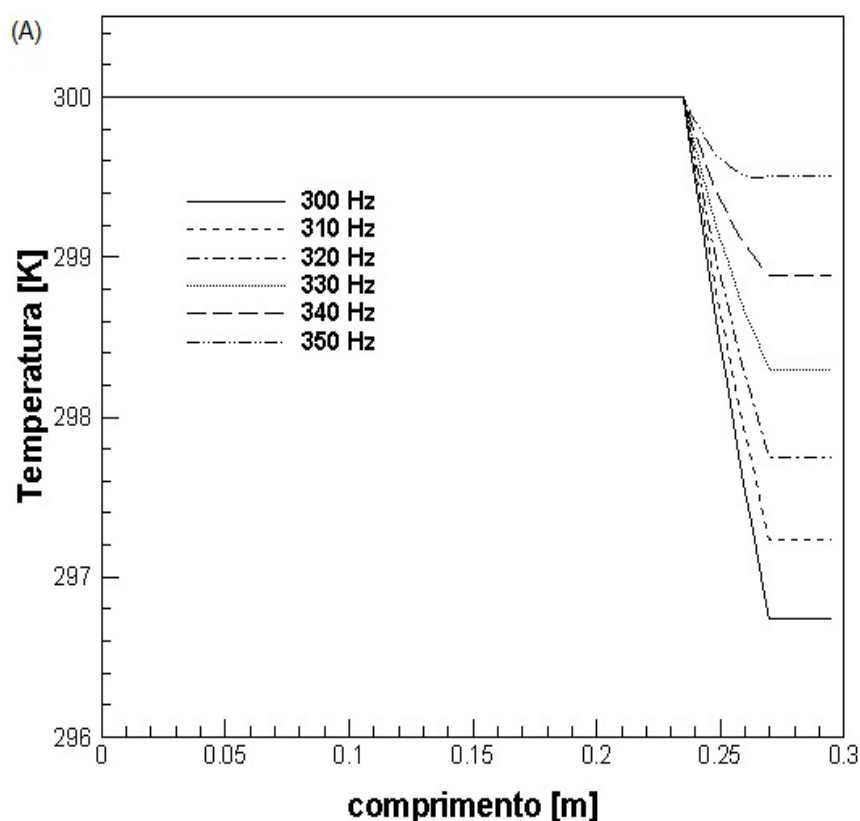


Figura 5.17 - (A) Comportamento da velocidade ao longo do comprimento do refrigerador. (B) comportamento da velocidade para posição de 230 mm para frequência variando de 300 Hz a 400 Hz.

Na Figura (5.18) é mostrado o comportamento da temperatura ao longo do comprimento do refrigerador e a diferença de temperatura entre o meio poroso para uma banda de frequência de 300 Hz a 400 Hz.

Na Figura (5.18) (A) nota-se com o aumento da frequência a evolução da temperatura é prejudicada, isto ocorre, pois quanto mais se aumenta a frequência à região de alta pressão se distancia da localização do meio poroso, assim ficando este em uma localização de nó (região de baixa pressão).

Na Figura (5.18) (B) mostra que exatamente na frequência de 360 Hz o refrigerador operando em frequência natural apresenta a menor diferença térmica. Isto ocorre devido, ao fato que para a frequência de 360 Hz e um meio poroso localiza-se em uma região de mais baixa pressão, isto é comprovado pois quando eleva-se o comprimento de onda a diferença térmica também é elevada.



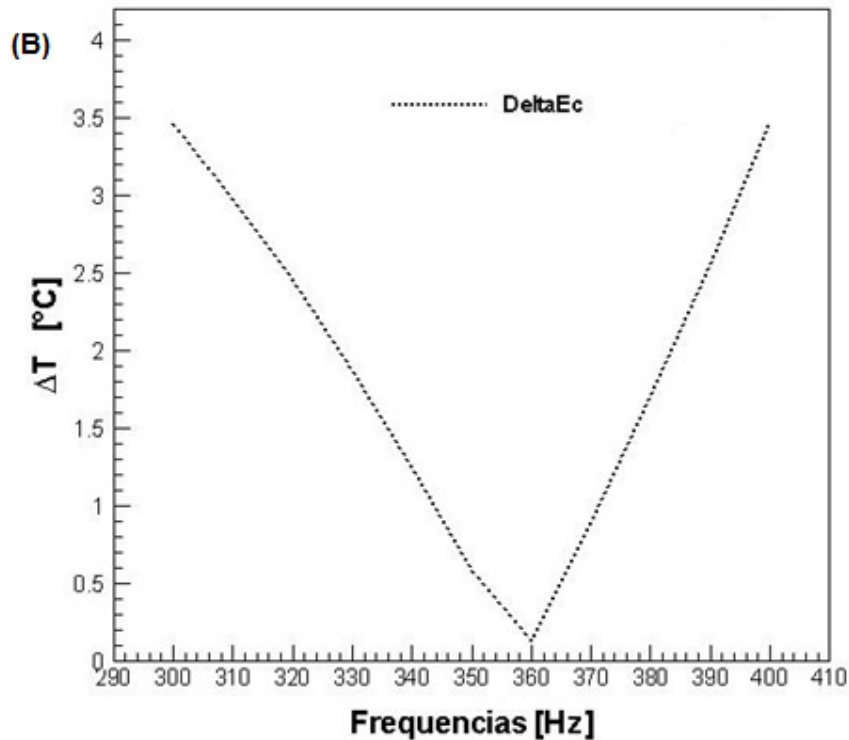


Figura 5.18 – comportamento da temperatura: em (A) ao longo do comprimento do refrigerador, em (b) diferença de temperatura para uma banda de frequência de 300 Hz a 400 Hz

5.3 – ANALISE FLUIDO TERMICA UTILZANDO ANSYS® CFX:

O objetivo agora é observar o desempenho do refrigerador, tanto para a pressão quanto para a temperatura e velocidade. A priori foi necessária a construção da geometria em 3-D como mostra a figura a seguir.

A figura 5.19 apresenta somente a parte de fluido do tubo ressonante, o meio poroso onde o efeito termoacústico é realizado e um alto-falante. A seguir é mostrada a geometria do meio poroso utilizado, em mais detalhes.

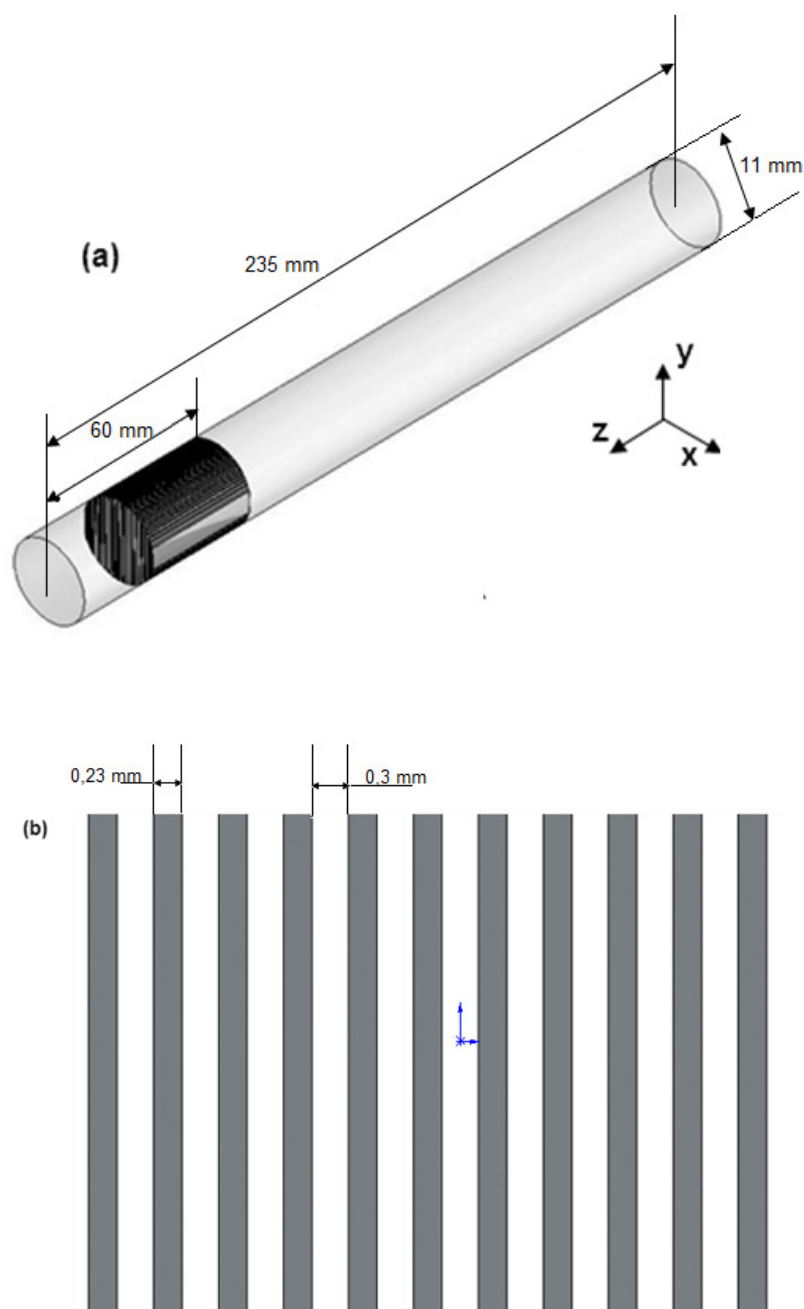


Figura 5.19 – Geometria construída para realizar a análise em CFX, em (a) mostra o tubo com o meio poroso em seu interior, e em (b) mostra um zoom em uma vista frontal do meio poroso utilizado para a análise.

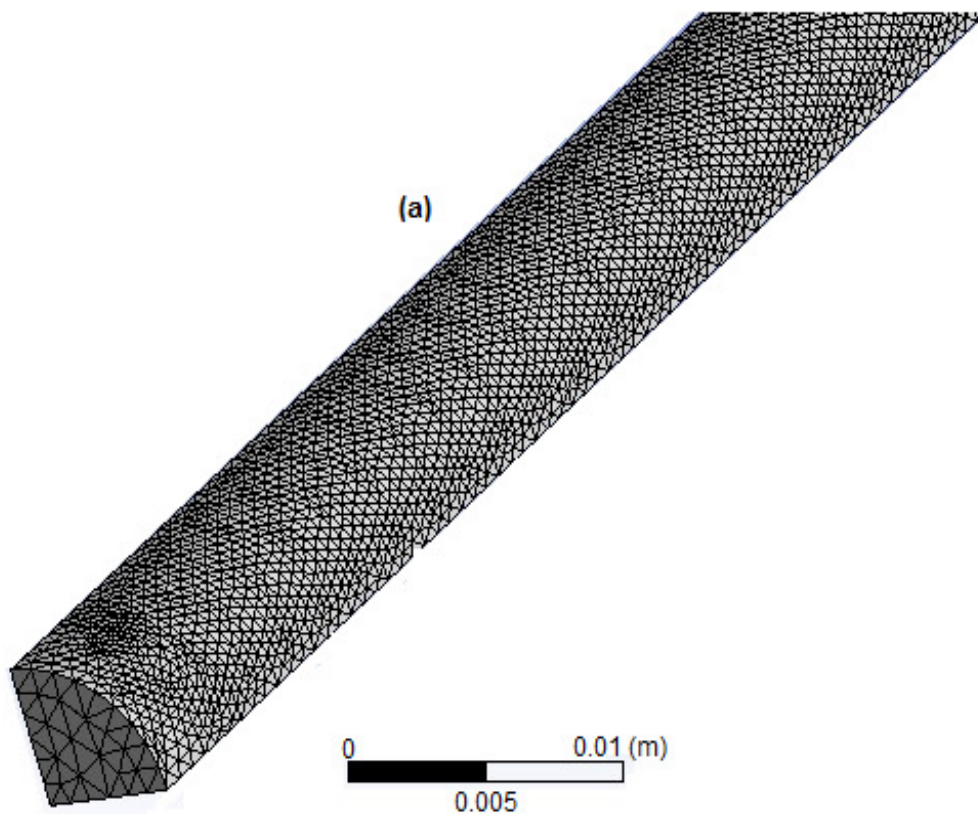
5.3.1 – Malha:

A construção da malha levou em conta o fato do fluido ser compressível e utilizou-se do seguinte equacionamento.

$$\frac{\Delta T}{\Delta x} * C \cong 1 \quad (5.6)$$

Onde ΔT refere-se ao espaço de tempo, ΔX remete ao tamanho da malha, C é a velocidade do som no meio utilizado. Assim, com a finalidade de reduzir os ΔT , utilizou-se de uma malha com tamanho de elemento $2 \cdot 10^{-3}$ m, com refinamento entre as placas que compõem o meio poroso.

A figura 5.20 apresenta a malha utilizada para a simulação. Em (a) na região de entrada e ao longo do tubo, enquanto em (b) mostra a malha do meio poroso e do fluido entre a porosidade.



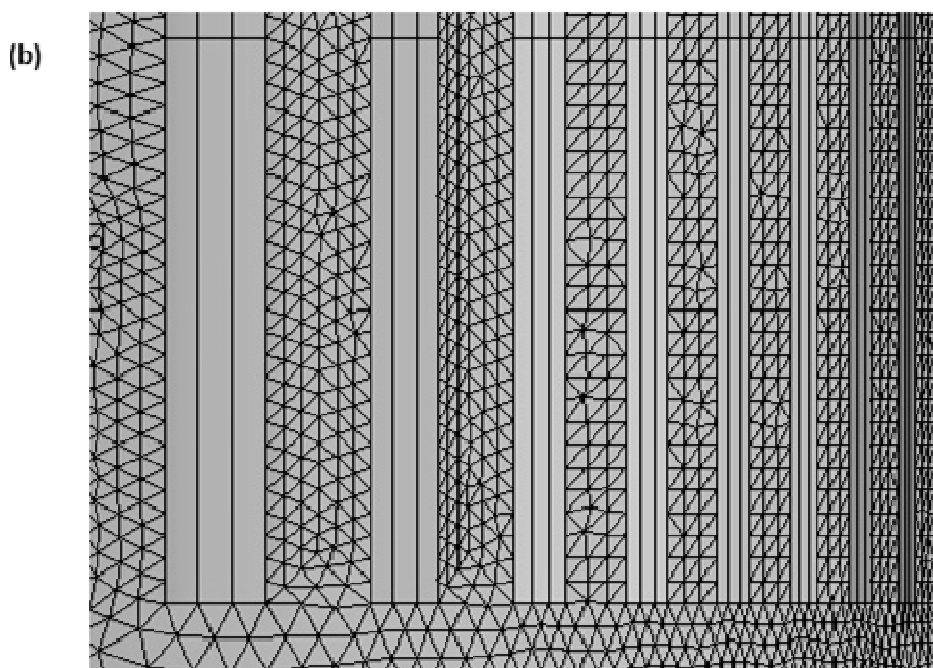


Figura 5.20 – imagens da malha utilizada para a simulação em CFX

5.3.2 – Condições de contorno:

As condições de contorno utilizadas para esta simulação foram:

- Condição de simetria nos planos ZY e ZX.
- Condição de parede adiabática.
- Condição de interface fluido-térmico entre a estrutura porosa e o fluido.
- Condição de pressão oscilante na frequência de 300 Hz.

A Figura 5.21 apresenta o sinal da pressão com amplitude de 3000 Pa utilizada na simulação do Ansys Workbench® em um tempo de 10 segundo.

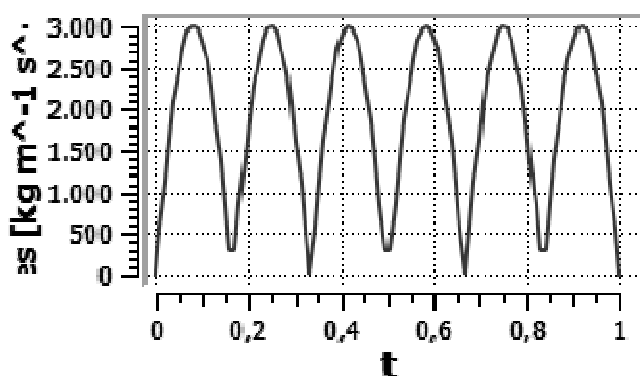
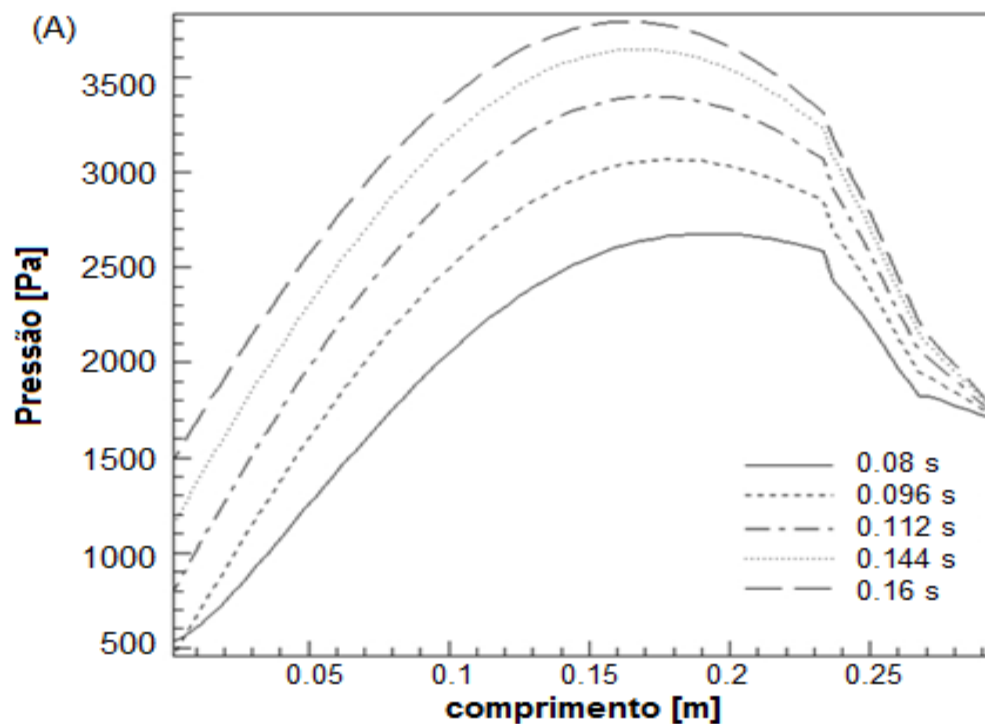


Figura 5.21 – Gráfico da pressão de entrada versus tempo.

5.3.3 – Resultados:

Os resultados apresentados foram obtidos em uma análise transiente, para o meio poroso localizado a 235 mm. Para este processamento foi utilizado um micro-computador com processador i5, 8,0 Gb de memória RAM e frequência de clock de 2,6 Ghz, sistema operacional Windows 7 64 bits, e foi gasto. 720 horas para obter 0,22 segundos físicos da simulação.



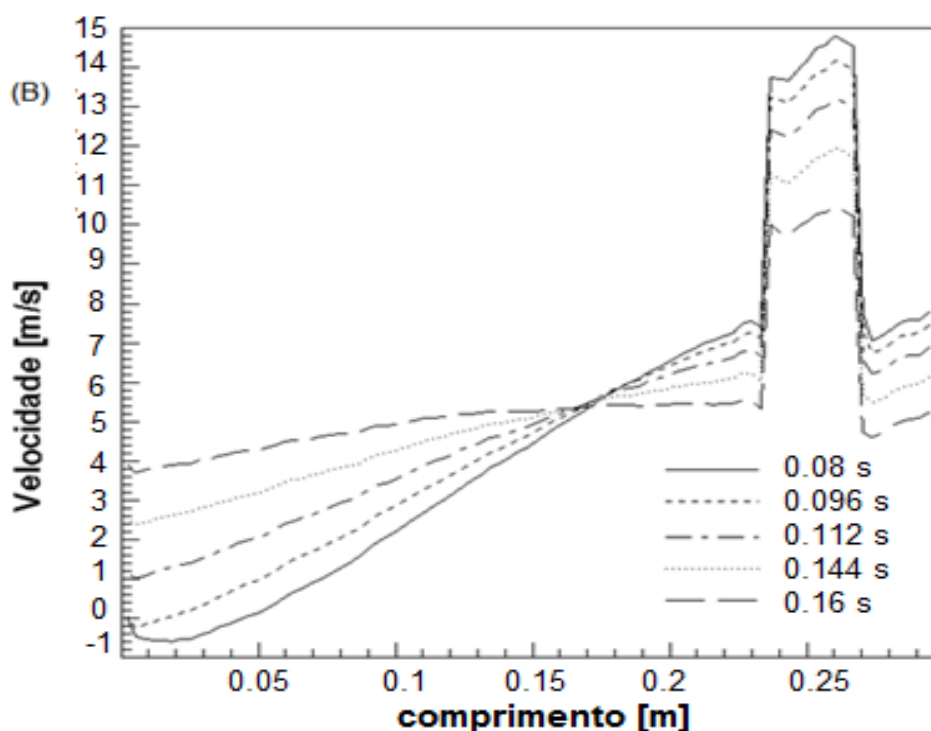


Figura 5.2 2– Gráfico da evolução da pressão (A) e da velocidade (B) pelo comprimento do tubo.

A Figura 5.22 apresenta em (A) a evolução da pressão pelo comprimento do tubo, para um tempo de 0,08 s a 0,16 s. Nesta pode-se notar que a pressão apresenta um comportamento semelhante ao apresentado na Fig.(5.16) na região após o meio poroso, para uma frequência de 300 Hz a pressão na parcela final tende a apresentar uma recuperação, fato este também mostrado pelo CFX, Fig.(5.22), porém em escalas menores, devido ao tempo. Além disso, a Fig.(5.22) em (A) apresenta uma amplificação da pressão ao entrar em contato com o meio poroso. Em (B) é representado a evolução da velocidade ao longo do refrigerador para o tempo de 0,008 s a 0,072s. Nesta pode-se perceber um elevação da velocidade no meio poroso relacionado com a queda da pressão e a redução da secção transversal da área.

Na figura 5.23 mostra a camada limite térmica do na região entre os poros, nota-se que, esta apresenta de forma irregular, devido à malha utilizada não apresentar refinamento o suficiente.

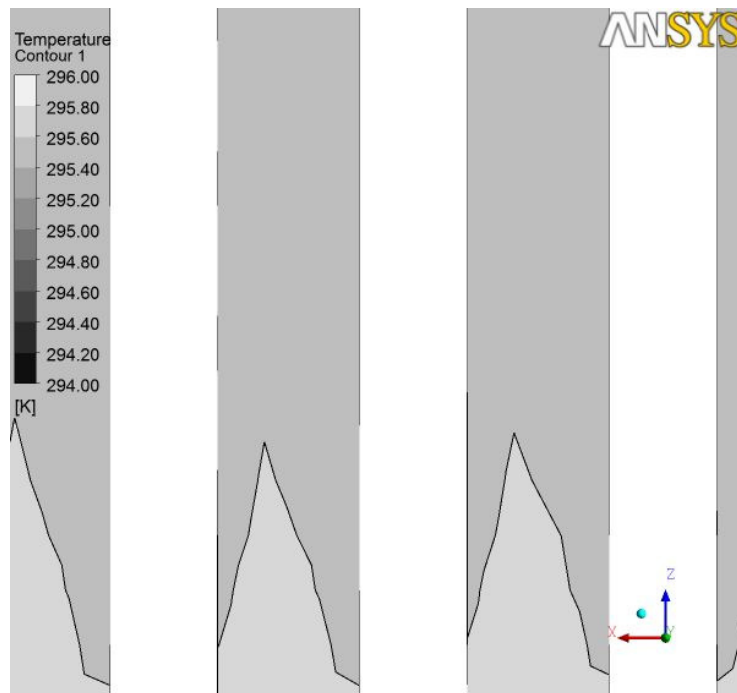


Figura 5.23 – Perfil da Temperatura no interior do meio poroso.

A figura 5.24 e 5.25 apresenta a respectivamente o perfil da camada limite fluidodinâmica entre as placas e ao longo do comprimento do refrigerador.

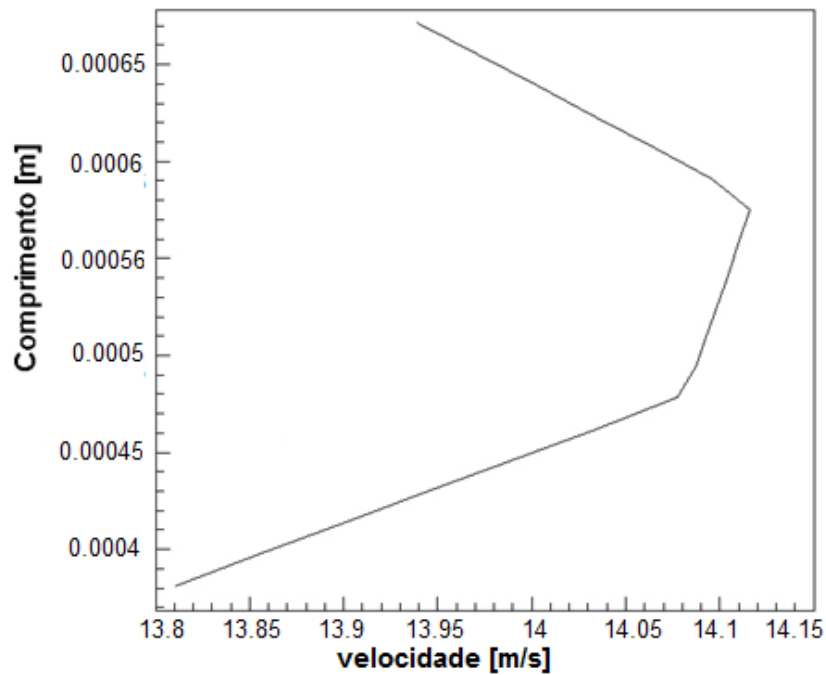


Figura 5.24 – Perfil da camada limite fluidodinâmica no interior no meio poroso.

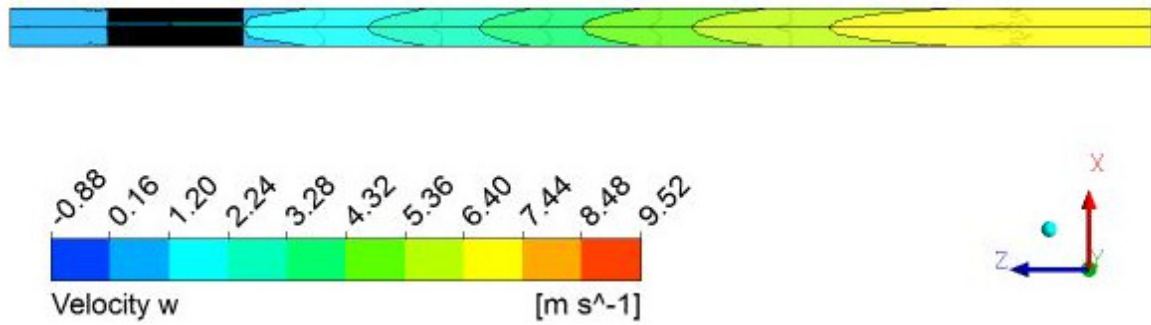


Figura 5.25 – Perfil da velocidade no interior do duto.

A figura 5.26 apresenta o perfil da camada limite térmica ao longo do refrigerador, para o tempo de 8,0 ms.

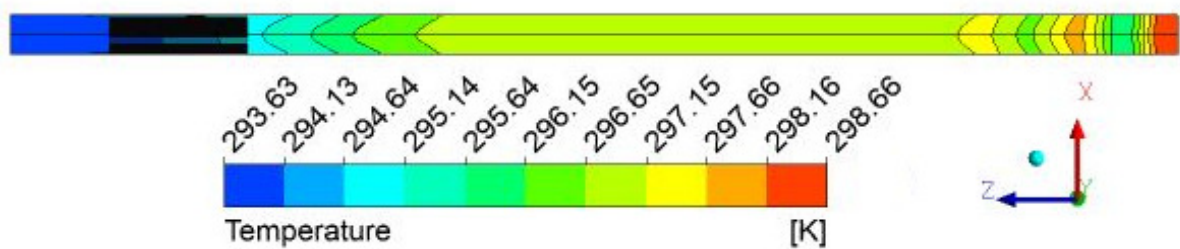


Figura 5.26 – Perfil da temperatura ao longo do tubo.

A Figura 5.27 mostra a evolução da temperatura ao longo do meio poroso, devido ao efeito térmico, condutivo e convectivo, determinando a região de elevada e baixa temperatura. Assim a temperatura neste local oscila em aproximadamente 293 a 295 K.

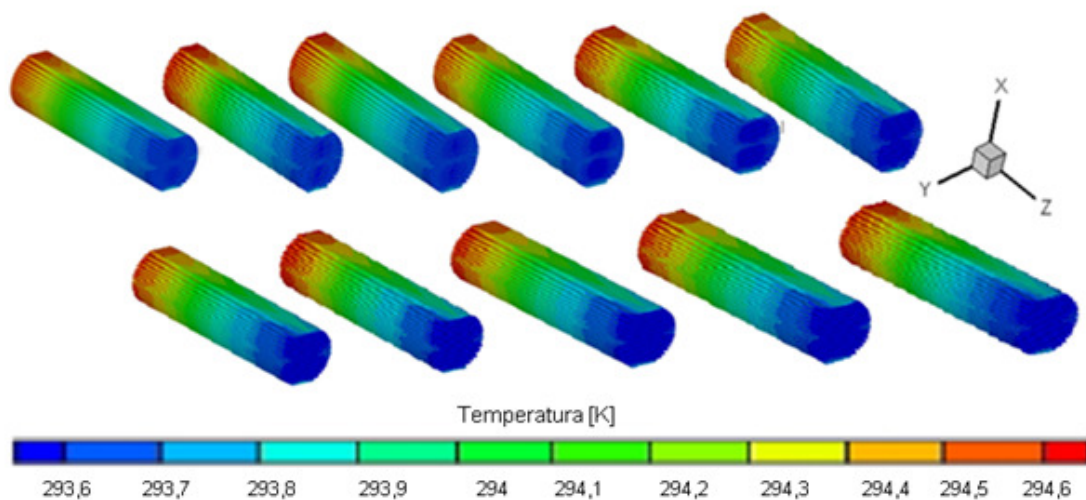


Figura 5.27 – Evolução da temperatura ao longo do meio poroso.

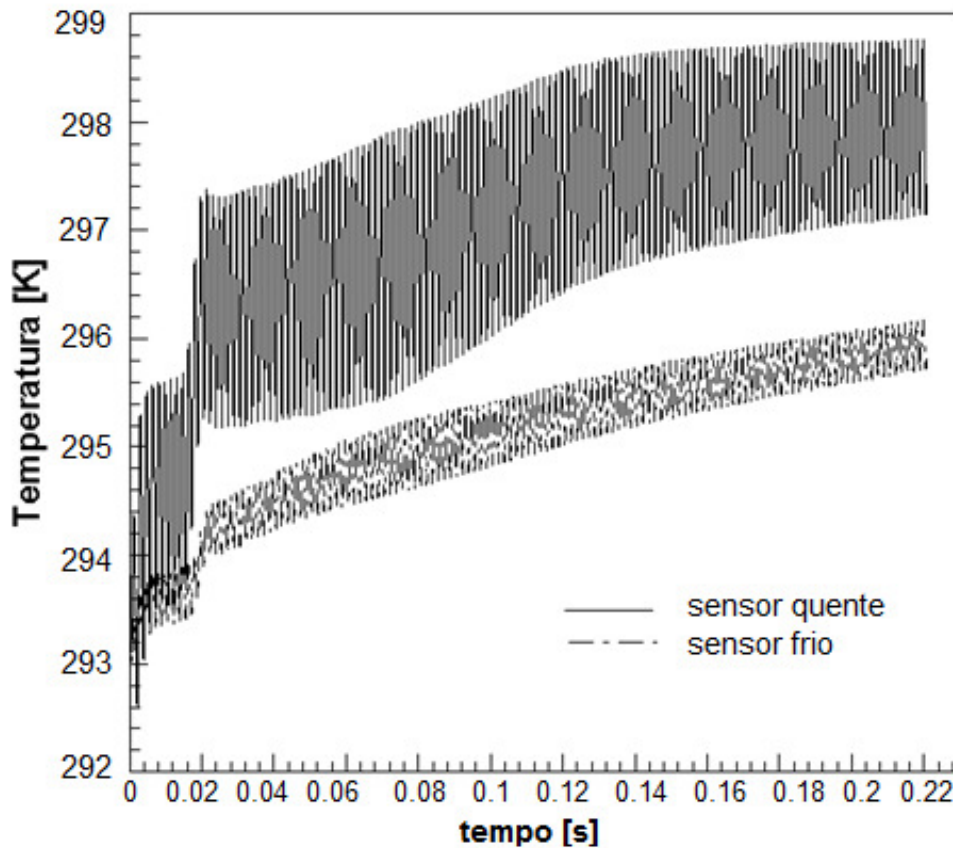


Figura 5.28 – Evolução temperatura transiente obtida pelo CFX antes e após o meio poroso.

A figura acima apresenta a evolução da temperatura até o tempo físico de aproximadamente 0,22 segundos, para dois nós de referências que estão localizados entre o meio poroso a uma distância de um milímetro do mesmo.

Nota-se que a curva relativa ao sensor virtual quente tem uma tendência crescente da temperatura com relação ao tempo, enquanto a referente ao sensor virtual frio apresentou uma elevação da temperatura nos primeiros milissegundos e após mostra uma curva com uma variação térmica muito pequena, quase constante.

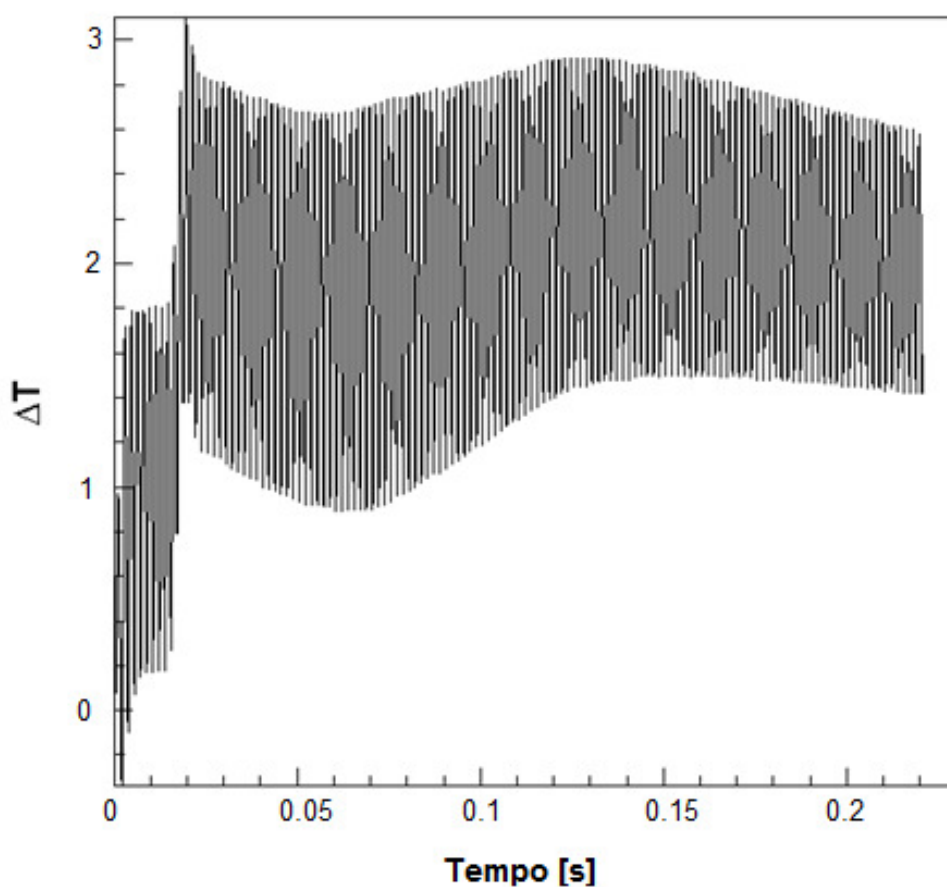


Figura 5.29 – Diferença térmica entre as temperaturas obtidas pelos sensores colocados a certa posição entre o meio poroso.

A figura acima apresenta a diferença térmica existente entre as temperaturas obtidas pelos sensores virtuais anteriormente apresentados.

Nesta pode-se observar que a diferença térmica tende a um valor aproximado de 3 K, para um tempo físico aproximado 0,22 segundos. Nota-se também que o sistema tende a atingir o seu regime, com uma oscilação térmica quase que constante.

Capítulo VI

ANALISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo apresenta-se a construção da bancada experimental, sem a presença dos trocadores de calor, visa somente à validação dos resultados numéricos anteriormente apresentados, por meio da visualização da variação da temperatura, devido à presença das placas paralelas (regenerador).

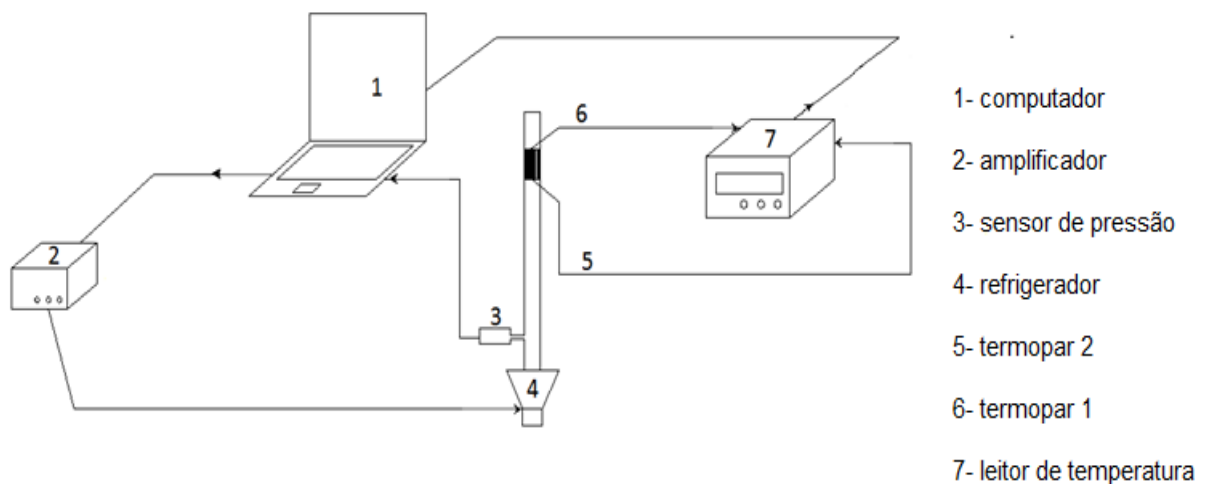


Figura 6.1 – Diagrama da bancada experimental.

O corpo do refrigerador constitui de um alto-falante de 3 polegadas e 50W RMS onde aloja-se no interior de uma caixa de madeira, um tubo de vidro fixado ao mesmo com a utilização de uma flange, nesta localiza-se o transdutor de pressão, como mostra a figura a seguir.

6.1 – CORPO DO REFRIGERADOR:

O corpo do refrigerador, Fig.(6.2), constitui-se de um tubo ressonante (vidro), flange de conexão, um sensor de pressão e o meio poroso localizado no interior do tubo ressonante.

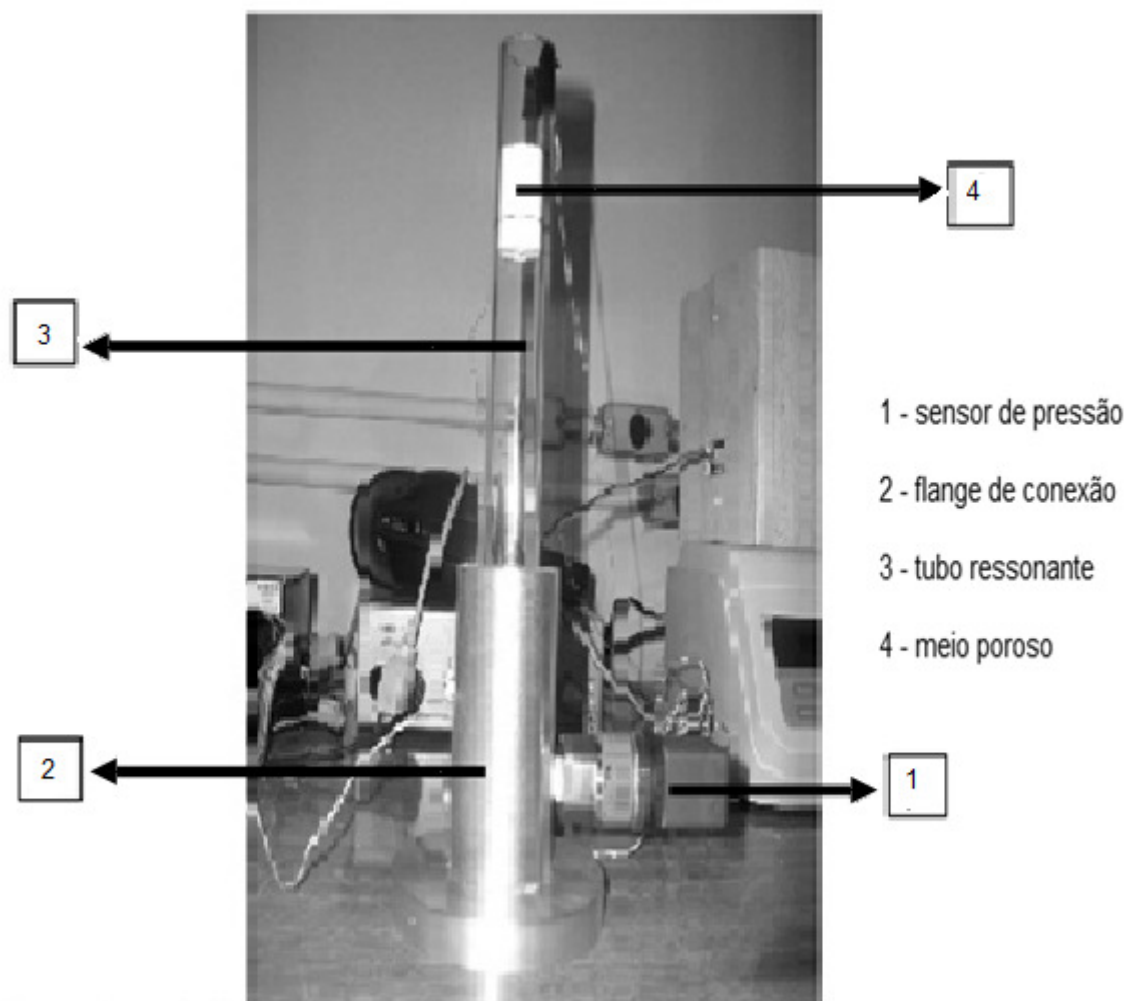


Figura 6.2 – Imagem do tubo regenerador com o flange.

O corpo do refrigerador foi alocado no interior de uma caixa de madeira, em sua base havia o alto-falante.

6.1.1 – Sensor de pressão:

O sensor é um transdutor de pressão (pressão piezo-resistivo da Danfoss do tipo MBS 3000 – 2011, com range de medição de 0 á 10 bar), o qual foi fixado ao experimento, por um flange, próximo da entrada do tubo.

Esse sensor tinha como finalidade a captura da oscilação da pressão fluidodinâmica imposta pelo alto-falante durante a execução do experimento, isso foi monitorado utilizando de um osciloscópio presente no software software Acoustic Analyzing System

6.1.2 – Flange de conexão:

O Flange foi confeccionado de alumínio, as dimensões, estão no anexo I deste trabalho.

Neste flange ocorreram duas fixações, uma dela foi utilizando de rosca, fixação do sensor de pressão, e a outra foi usando cola de silicone, fixação do tubo ressonante.

6.1.3 - Tubo ressonante:

Este consiste de um tubo de vidro, a fim de facilitar o posicionamento da região porosa ao seu interior. Este tubo apresentou as seguintes dimensões:

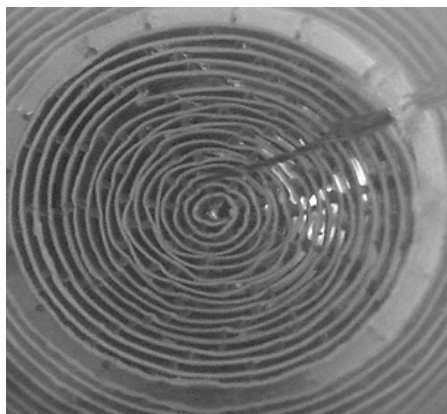
- Comprimento: 295 mm,
- Diâmetro: 23 mm,
- Espessura 3,0 mm.

A fixação do mesmo ao flange ocorreu usando cola de silicone. Neste experimento o tubo ressonante não se apresenta fechado na extremidade oposta à fonte.

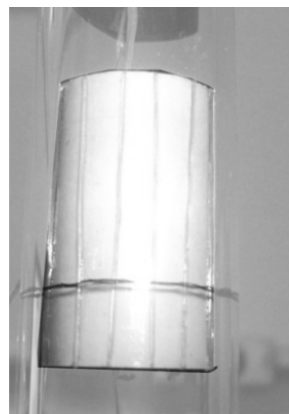
6.1.4 - Regenerador:

A construção do regenerador utilizou-se de linha de pesca de bitola 0,3 mm e papel fotográfico de espessura 0,23 mm, e o comprimento deste é de 35 mm.

O papel fotográfico foi enrolado de modo que o espaçamento entre as paredes das folhas fossem a uma distância de 0,3 mm entre si, garantida fixando a linha de nylon entre elas, como mostrada na Fig.(6.3).



(A)



(B)

Figura 6.3 – Imagem do regenerador feito de papel fotográfico, em (A) vista inferior, (b) vista frontal.

6.1.5 - Termopares:

Para a realização do experimento, foi utilizado dois termopares tipo T (cobre/constantan), indicado para medições entre -270°C a 400°C . Bitola AWG 32, com 0,20 mm de diâmetro, e resistência aproximada de 0,54 ohm/m.

Os termopares foram localizados entre as extremidades do meio poroso a uma distância de 1,0 mm.

6.2 – SISTEMA DE EMISSÃO DE ONDA:

O sistema de emissão do sinal para o alto falante utiliza do software Acoustic Analyzing System 5E, o qual é um pacote de vários programas que inclui um analisador de ruído (Noise Measurement System), análise de sinal em tempo real (Realtime Analyzer) e análise acústica (Sound Analyzing System).

O sinal é gerado pelo Realtime Analyzer, é um sinal tonal como saída de áudio do micro-computador (Placa-mãe P4S800D-X, processador Pentium 4 – 2,40 Ghz e 512 MB de

RAM), que apresenta conectado a um amplificador (AB-100R4 de 100W RMS - mono da NCA Eletrônica).

O sinal elétrico gerado e amplificado é convertido em potência sonora pelo alto-falante, o qual gera uma perturbação no fluido (pressão de escoamento) no interior do tubo, essa perturbação é adquirida pelo sensor de pressão, e esse sinal retorna ao micro-computador que permite verificar a pressão oriunda a amplificação do sinal, para isso utilizou-se do osciloscópio presente no mesmo software.

As temperaturas são obtidas por termopares tipo E, posicionados nas extremidades das pilhas regeneradoras a uma distância de 1,0 mm das extremidades delas. Estes termopares são conectados a um leitor de termopar modelo 692-8010 da Barnant Co que se conectava ao PC através de uma porta serial (RS-232) na traseira do leitor a aquisição de sinal com resolução de 0,1 °C, adquirido em intervalos de tempo de 4,0 segundos.

6.6 – FREQUÊNCIAS ANALISADAS NO MODELO EXPERIMENTAL:

Para fins de comprovação do modelo numérico, realizaram-se uma série de experimentos, em uma banda de frequências, 300 a 400 Hz com uma variação de 10 em 10 Hertz.

O resultado apresentado a seguir mostra a evolução da temperatura com relação ao tempo para uma frequência de 300 Hz.

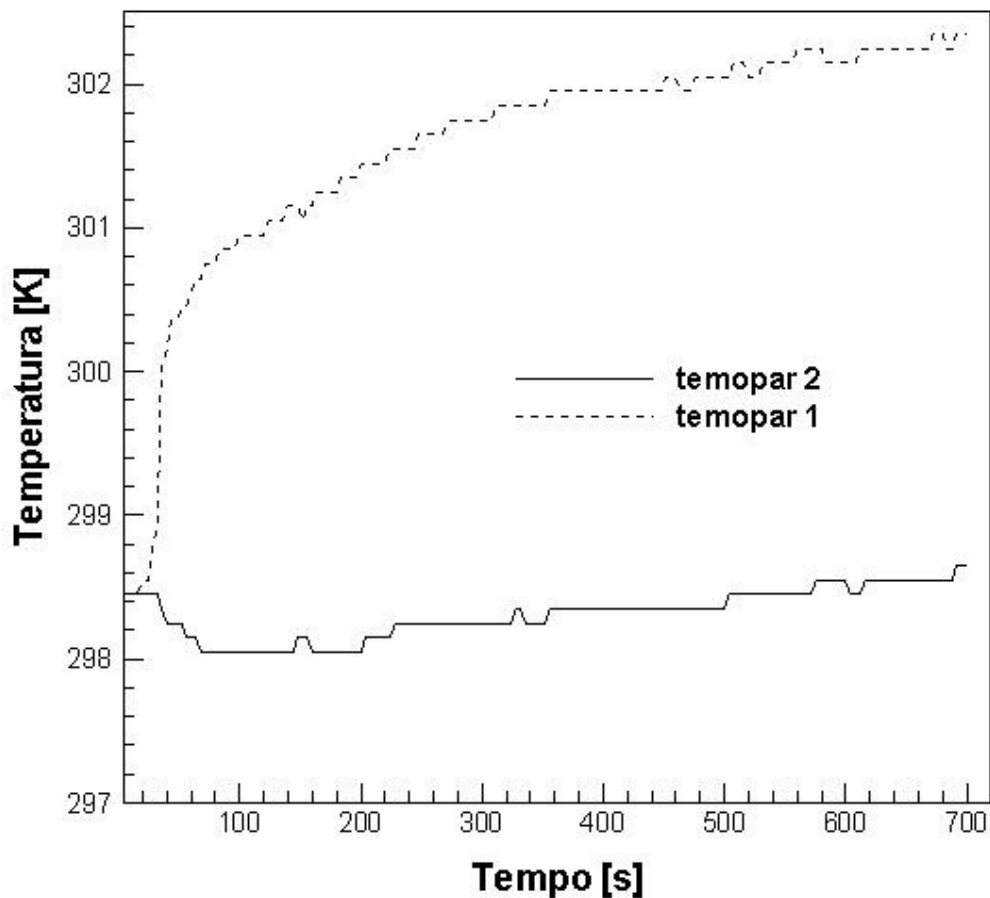


Figura 6.4 – Evolução da temperatura no tempo até 700 segundos

A figura acima mostra a evolução da temperatura ao longo do tempo para uma frequência de 300 Hz, observa-se que a variação da temperatura ocorre logo nos primeiros segundos em que o fluido do interior do refrigerador se desloca do alto-falante até a extremidade oposta.

Observa-se que o efeito apresenta uma variação térmica entre os termopares muito pequena na ordem de aproximadamente 4,0 K isso é devido a essa dissertação ser realizada com o refrigerador aberto na extremidade oposta ao alto-falante, assim elevando os efeitos de convecção com relação ao meio.

Analisando o resultado, Fig.(5.28), obtido pela modelagem numérica Ansys-CFX® em regime transiente, e o resultado, Fig.(6.4), obtido experimentalmente, nota-se que o modelo numérico apresenta uma tendência ao resultado experimental, apesar do tempo físico ser muito baixo, 0,22 segundos.

A figura 6.5 mostra a diferença térmica entre o meio poroso, teórico e experimental. Sendo que, a parte experimental é realizada por meio de uma média entre três repetições do experimento, utilizando a maior variação térmica em cada frequência.

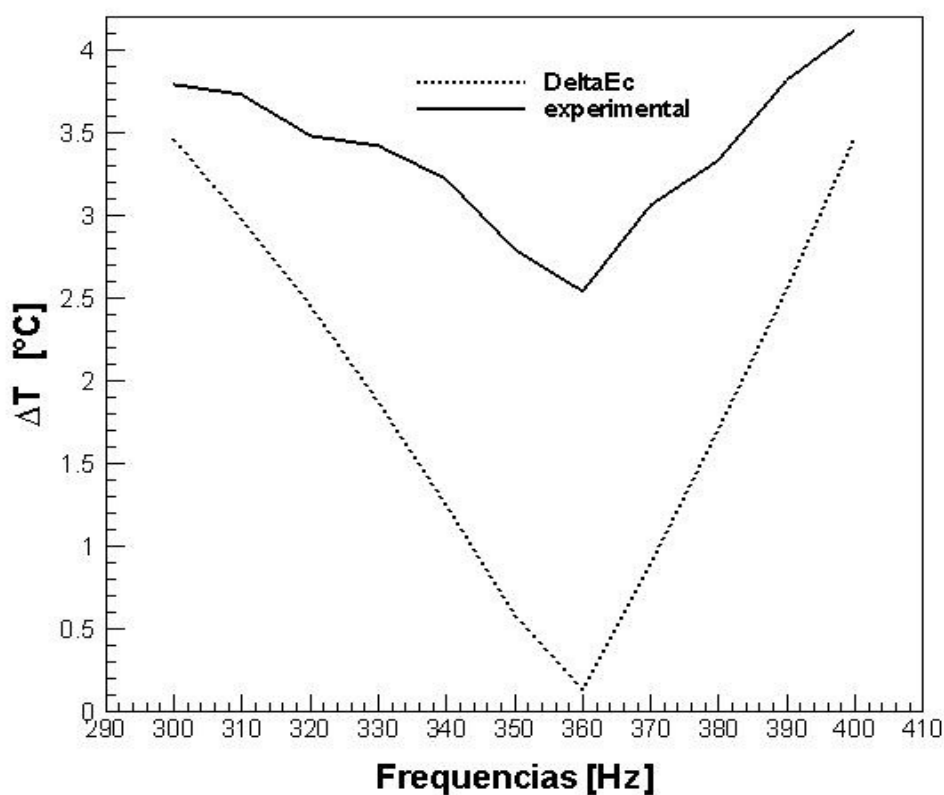


Figura 6.5 – diferença térmica entre os termopares teoricamente e experimentalmente.

Nota-se na Fig. (6.5) que tanto o experimento quanto o DeltaEc apresentam uma queda da diferença térmica na frequência natural do sistema, mostrando que a influência do comprimento da onda, mesmo quando o sistema opera em ressonância.

Nota-se também que existe uma diferença térmica muito elevada entre ambas as curvas, isto é devido a presença de outras fontes de calor durante a realização do experimento, como: alto-falante, computadores, a própria presença do operador durante a realização do experimento.

Tabela 6.1 – Diferença térmica para obtida com o uso do DeltaEc, CFX, e o experimento em uma frequência de 300 Hz.

DeltaEc	3,5 K
CFX (transiente)	2,8 K
Experimento	3,8 K

A tabela 6.1 apresenta a diferença térmica para uma frequência de 300 Hz, no DeltaEc, CFX e experimento. Nota-se que o resultado para o DeltaEc e o experimento encontram-se próximo, sendo que o experimento apresentou uma diferença de 0,3 K com relação ao modelo DeltaEc, isto é devido a presença de fontes térmicas durante a realização do experimento, assim a principal é o alto-falante, que durante a realização do experimento dissipou muita energia térmica.

Outra causa para essa diferença é a existência de renovação de ar, a renovação do ar ocorre, pois uma das extremidades apresenta-se aberta. Apesar disso, a curva apresenta certa similaridade com a teórica que considera o sistema como sendo adiabático.

Nota-se também que o efeito em sua fase transiente (CFX) apresenta uma diferença térmica de 2,8 K. Comparando com as demais temperaturas, apresenta uma diferença de aproximadamente 1,0 K.

6.7 – RESULTADOS PARA TUBO COM EXTREMIDADE FECHADO:

Esta subseção será mostrada resultados obtidos para um experimento com as seguintes características:

- Tubo com a extremidade oposta ao alto-falante, fechado,
- Comprimento de 230 mm,
- Não foi medida a pressão de escoamento,
- Posicionamento dos termopares: 1,0 mm antes e depois da região porosa,

Assim este resultado tem a finalidade apenas de referência térmica para um refrigerador com estas configurações.

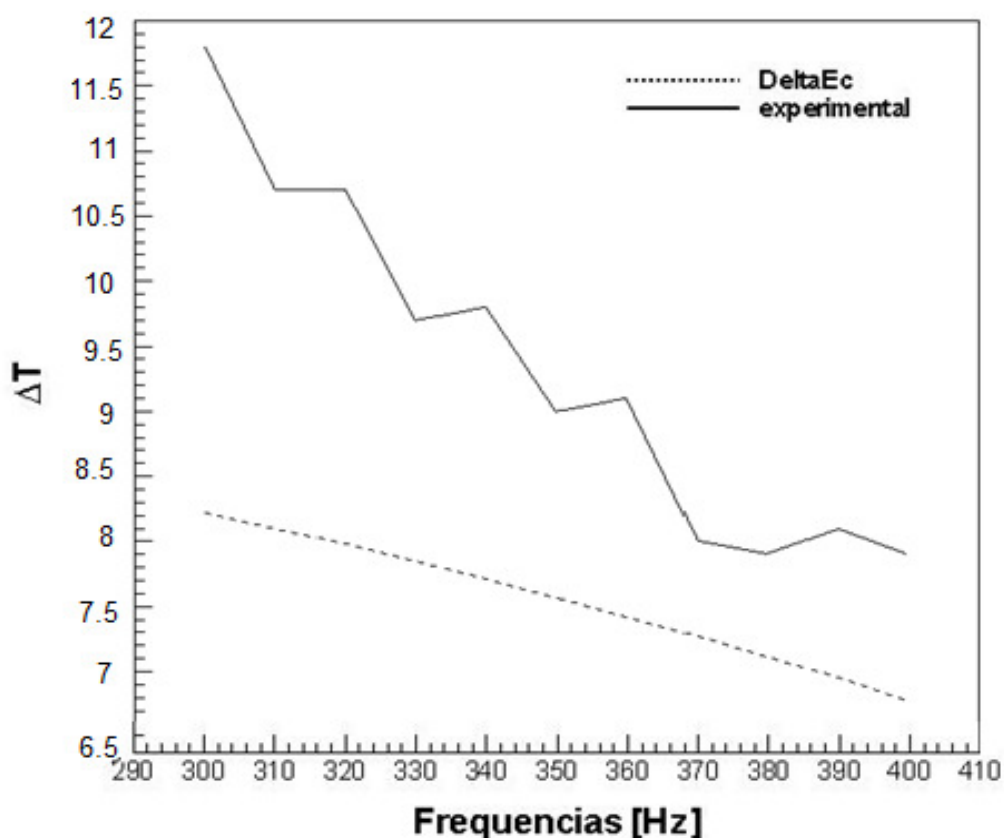


Figura 6.6 – Variação da temperatura para as frequências de 300 a 400 Hz, experimentalmente (linha cheia) e numericamente usando software DeltaEc (linha tracejada).

Observando a Fig.(6.5) e Fig.(6.6) pode-se notar que a diferença térmica entre os termopares para a primeira é menor do que a segunda. Isto ocorre, pois, em Fig.(6.5) o refrigerador encontra-se com uma extremidade aberta, assim apresenta menor rendimento devido ao fluxo convectivo de massa e energia no interior do tubo ressonante. Isto não ocorre quando a extremidade apresenta fechada.

Ambas as figuras mostram a curva experimental com uma diferença térmica relevante do numérico, isto é, decorrente dos valores apresentados anteriormente.

Capítulo VII

CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

7.1 – CONCLUSÕES GERAIS:

O estado da arte dos refrigeradores termoacústico desenvolvidos em outros trabalhos auxiliaram fortemente na realização deste projeto, permitindo o conhecimento físico e matemático do sistema, além de auxiliar em algumas modificações na bancada experimental.

A partir das modificações realizadas na bancada experimental: remoção do bocal convergente, introdução de um flange para fixação do tubo com o alto-falante, introdução de um sensor de pressão na flange, remoção da extremidade fechada; conseguiu-se obter valores de gradiente térmico entre o meio poroso, mais próximos da solução numérica, com o uso do DeltaEc.

O grande responsável pela geração do gradiente térmico no refrigerador termoacústico é o meio poroso, assim apresenta grande relevância a sua geometria e material para construção. Neste trabalho, o experimento foi realizado com a geometria em espiral, apresentada no capítulo análise experimental, enquanto que nas simulações numéricas utilizou-se a geometria de placas paralelas, como foi mantida porosidade, os resultados apresentaram-se boa concordância.

O software DeltaEc mostrou em seus resultados o seu grande potencial, pois quando comparado com o software em elementos finitos (Ansys®) apresentou valores bem próximos para análise harmônica do refrigerador.

Devido a uma limitação do Ansys ® não foi possível o seu uso para simulação do refrigerador em regime transiente e térmico, assim optou-se pelo uso do Ansys-CFX ® que se apresenta mais voltado para um estudo fluido-térmico, além de apresentar uma interface mais amigável para um estudo em acoplamentos fluido-estrutura da geometria.

Com o uso do software Ansys CFX® foi possível o conhecer e visualizar o fenômeno termoacústico em sua região transiente. Porém o uso deste software apresenta elevado custo computacional, como apresentado anteriormente. Foi necessário 720 horas de simulação para chegar a uma resposta física de 0,22 segundos. Portanto a utilização deste, seria mais significativa, caso fosse realizar uma análise mais profunda no interior do meio poroso, local onde ocorre o efeito termoacústico com maior significância.

Assim para um primeiro projeto de um refrigerador termoacústico o DeltaEc apresenta-se bem eficiente, enquanto para um estudo mais aprofundado o CFX apresenta melhor desempenho apesar do elevado computacional, realiza uma análise mais complexa na geometria.

7.2 – TRABALHOS FUTUROS:

Sugere-se para trabalhos futuros:

Estudo mais profundo com relação às temperaturas no interior do refrigerador, ou seja, sugere-se um mapeamento da temperatura ao longo das diversas frequências em estudos e uma avaliação com o software DeltaEc.

Outra sugestão é a otimização do alto-falante, visto que o calor cedido por ele durante a realização do experimento teve grande influência na aquisição dos resultados da temperatura.

Com a finalidade de manter a temperatura no interior do refrigerador, e reduzir o efeito convectivo do fluido durante o desenvolvimento do experimento, sugere-se a modelagem e desenvolvimento de trocadores de calor.

Além disso, a confecção de uma geometria em placas paralelas para o experimento, devido à dificuldade de construção de malha não-estruturada para a geometria computacional, afim de verificação se a proximidade dos resultados térmicos e estrutural.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acousitc, Pennstade Graduate Program Thermoacoustic Refrigeration [Online] // Thermoacoustic Refrigeration. - Pennstade Graduate Program Acousitc. - 13-08-2009, 13:20 de Agosto de 2009. - <http://www.acs.psu.edu/thermoacoustics/refrigeration/setac.htm>.

Berson Argantheal, Michard Marc e Blane-Benon Philippe Measurement of acoustic velocity in the stack of a thermoacoustic refrigerator using particle image velocimetry [Artigo] // Heat Mass Tansfrer. - Lyon : Spring, 2008.

Cool Sound Industries, Inc. The Technology [Online] // Green sound industries.Inc. - Cool Sound Industries, Inc.. - 13-08-2009, 12:15 de Agosto de 2009. - <http://www.coolsound.us/technology.html>.

F. Alton Everest The Master Handbook of Acoustics [Livro]. - [s.l.] : MCGRAW-HILL, 2001-modificado. - Vol. ISBN 0071360972.

Fukumoto Marcel Yoshihiro Resfriador Termoacústico [Relatório]. - SAO PAULO : [s.n.], 2007.

Gerges Samir n. Y. ruido fundamentos e controle [Livro]. - Florianopolis : Copyright, 1992. - 85-900046-01-X.

Glen Ballou Handbook for sounds engineers [Livro]. - Indianapulis-Indiana USA : Howard W.Sams & Co, 1987. - Vols. ISBN : 978-0-240-80758-4.

Herman Martin Wetzel and Cila Design optimization of thermoacoustic refrigerators [Artigo] // Int J. Refrig.. - 1997. - pp. Vol. 20, No. 1, pp. 3 21, .

Lotton Pierrick [et al.] Transient temperature profile inside thermoacoustic refrigeration [Article] // Internationa journal of Heat and Mass Transfer. - 2009.

Luke Zoontjens Carl Q. Howard, Anthony C. Zander and Ben S. Cazzolato Development of a Low-Cost Loudspeaker-Driven Development of a Low-Cost Loudspeaker-Driven [Artigo] // Proceedings of ACOUSTICS . - 9-11 de November de 2005.

Newman Jonathan [et al.] Thermoacoustic Refrigeration [Artigo] // GSET Research Journal. - 2006.

Poese Matthew Ernest PERFORMANCE MEASUREMENTS ON A THERMOACOUSTIC REFRIGERATOR DRIVEN AT HIGH AMPLITUDES [Relatório]. - [s.l.] : The Pennsylvania State University, 1998.

Russell Sanieel A. e Weibull Pontus Tabletop thermoacoustic refrigerator for demonstrations [Artigo] // American Association of Physics Teachers. - December de 2002.

Swift G. W. e Backhaus S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study [Artigo] // J. Acoust. Soc. Am.. - 16 de Fevereiro de 2000. - pp. 3148-3166.

Swift G.W. Thermoacoustic engines [Artigo] // J Acoust Soc Am. - (1988). - pp. 1145-1180.

Swift Greg Thermoacoustic For Liquefaction of Natural Gas [Periódico] // GASTIPS. - 2002. - pp. 21-26.

Tang K. [et al.] influence of acoustic pressure amplifier dimensions on the preformancee of a standing-wave thermoacoutic systems [Artigo] // Applied Thermal Engineering. - 4 de May de 2008. - pp. 950-956.

Tijani M.E.H, J.C.H. Zeegers e Waele A.T.A.M. de Design of thermoacoustic refrigerators [Artigo] // Cryogenics. - 12 de novembro de 2002. - pp. 49–57.

Tijiani Moulay el Hassan Loudspeaker-driven thermo-acoustic [Report]. - 2001.

Tu Qiu [et al.] Temperature difference generated in thermo-driven thermoacoustic refrigerator [Artigo] // Cryogenics. - 13 de June de 2003. - pp. 515–522.

Ward Bill, Clark John e Swift Greg TUTORIAL - Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion [Relatório]. - [s.l.] : Los Alamos National Laboratory, 2007.

White Frank M. Mecânica dos Fluidos [Livro]. - Rio de Janeiro : McGraw-Hill, 1999. - Vols. 4° edição - ISBN 0-07-069716-7.

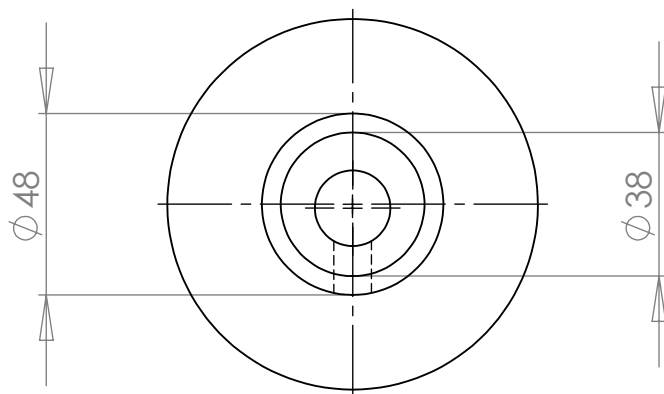
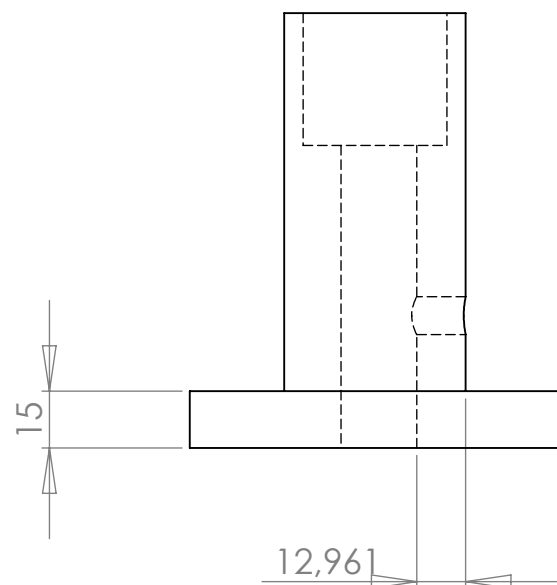
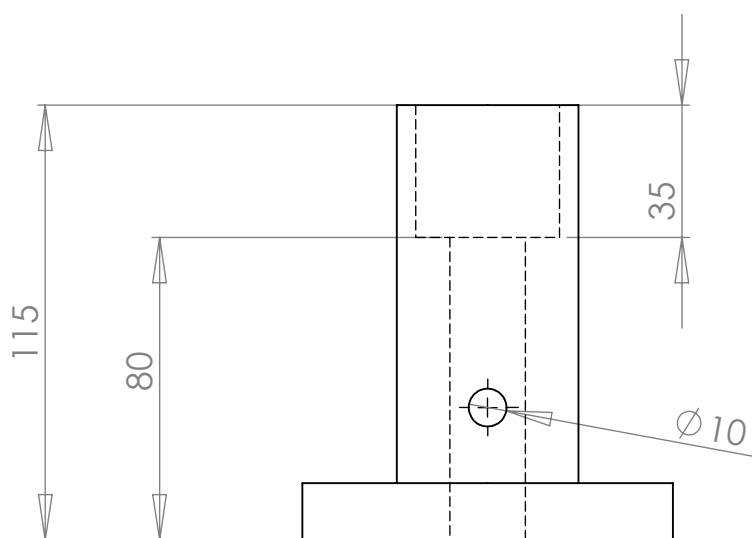
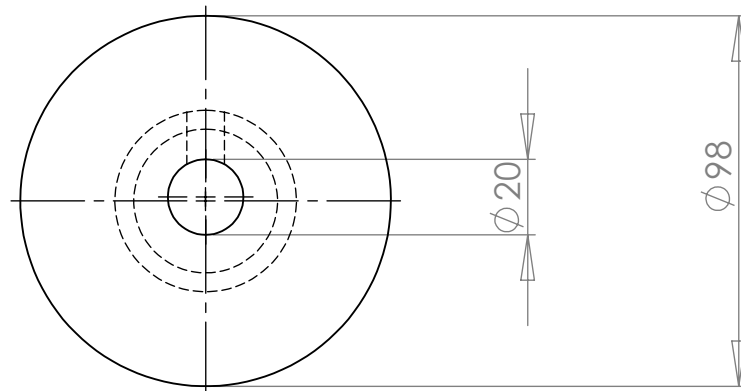
Wylen Van, Sonntag e Borgnakke Fundamentos da Termodinâmica [Livro]. - 1998. - Vol. 8521201354.

Yi-cai LIU, Jie-min ZHOU e N ZHOU Investigation on porous frequency of regenerator // Article ID: 1005 - 9784(2005)\$I - 0253 - 03. - Oct. 2005. - Vol. Vol. 12.

Zhanga Chunping, Guoaa Fangzhong e Wei Liu Xiaoqing Quality factor identification for stacks in resonant thermoacoustic system [Artigo] // IEEE Xplore - digital library . - 2009.

ANEXO I

Neste será apresentado o desenho do flange utilizado para a conexão do tubo ressonante com o alto-falante e o sensor de pressão.



MATERIAL: aluminio	Flange de conexão	A4
ESCALA 1:1	milímetros	FOLHA 1 DE 1